



Universidade de Aveiro
2009

Departamento de Engenharia Mecânica

**André Filipe Silva
Teiga**

**Análise de tensões em tubos curvos sob flexão no
plano de curvatura**



**André Filipe Silva
Teiga**

**Análise de tensões em tubos curvos sob flexão no
plano de curvatura**

Dissertação apresentada à Universidade de Aveiro para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação científica do Professor Doutor Francisco José Malheiro Queirós de Melo e do Professor Doutor Ricardo José Alves de Sousa, Professores Associados do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro.

Dedico este trabalho aos meus pais que sempre acreditaram em mim.

o júri

presidente

Prof. Doutor Robertt Angelo Fontes Valente

Professor auxiliar do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro

Prof. Doutor José Pedro Arteiro Reina

Professor auxiliar do Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

Prof. Doutor Francisco José Malheiro Queirós de Melo

Professor associado do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro

Prof. Doutor Ricardo José Alves de Sousa

Professor associado do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro

agradecimentos

Ao Professor Doutor Francisco Queirós de Melo, professor e orientador, com quem tive o prazer de trabalhar, pelo seu total empenho, paciência e orientação na realização deste trabalho.

Ao Professor Ricardo Alves de Sousa, professor e orientador na parte de simulação numérica, a quem recorri algumas vezes com duvidas e que sempre encontrou um modo claro de as solucionar.

Aos meus colegas de trabalho por todo o apoio, boa disposição, troca de ideias e companhia assídua no decurso exaustivo deste projecto.

A todas as pessoas das horas laborais com que me cruzei, chefes de turno e colegas de trabalho, pela possibilidade de momentos de distracção, como pela cooperação e compreensão das ausências na realização de exames finais.

As amigas do projecto escolhas, com quem sociabilizei e me abstraí do cansaço e complicações que surgiram ao longo do trabalho.

Por ultimo, mas sempre presente ao longo do trabalho e da minha vida, á minha família, ponto fulcral de motivação e incentivo na conclusão desta etapa.

palavras-chave

Tubos curvos, parâmetro de ovalização, métodos de conformação plástica

resumo

Os tubos curvos representam elementos estruturais de uma vasta e enorme aplicação em quase todo o género de indústrias. Geralmente é uma função extremamente complicada a obtenção do seu estado de tensão quando aplicados num sistema de tubagens.

Este trabalho teve como principal objectivo o conhecimento da distribuição axial de tensões, num tubo circular curvo a 90°, em torno da circunferência central. Para tal necessitou-se de um método prático e funcional que permitisse a medição de deformações axiais provenientes de carregamentos externos. De modo a confrontar valores obtidos através de ensaios práticos efectuou-se a modelação num programa de elementos finitos, SolidWorks®.

Após o estudo e desenvolvimento do artifício de medição, utilizou-se um tubo curvo, fabricado em aço AISI 304, disponibilizado pelo Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro.

keywords

Curved pipes, ovalization factor, plastic conformation methods

abstract

Curved pipes represent a type of structural elements of a vast and enormous application in almost all fields of industries. It is complicated obtaining their stress state when inserted in a pipe system.

This work has as main objective the development of a practical and functional method that allows the measurement of longitudinal deformations resulting of external loads in tubes of circular section. For confrontation of the strain values obtained by an experimental practical method, a numerical modeling with finite element techniques was performed. The obtained results were graphically processed with SoliWorks® so that a better visualization of the deformed structures could be observed.

In addition to this resume about procedures followed, it is reported that the experimental step of the work consisted in the in-plane bending of a curved pipe made with AISI 304 stainless steel with rigid endflanges, having applied a transverse force at one end. Results were then used to be compared with the finite element modeling.

ÍNDICE

1. INTRODUÇÃO	9
1.1 – Objectivos	9
1.2 – Organização da dissertação	10
1.3 – Relevância do tema	10
1.4 – Introdução à análise de tubos curvos.....	12
1.5 – Estado da arte	12
1.5.1 - Análises teóricas de tubos curvos	12
1.5.1.1 – Método de aproximação – energia de deformação mínima	13
1.5.1.2 – Método de aproximação – mecânica dos materiais	18
1.5.1.3 – Método de aproximação através de parede fina	18
1.5.2 - Investigações experimentais em tubos curvos	19
1.5.3 - Síntese.....	26
2. MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS	27
2.1 – Introdução.....	27
2.2 – Princípios de aplicação	28
2.2.1 - Exemplo	28
3. ANÁLISE DE TUBAGENS.....	29
3.1 – Os tubos	29
3.1.1 – Aplicações.....	29
3.1.2 – Processo de fabrico de tubos	31
3.1.3 – Método de obtenção de tubos curvos.....	33
3.1.3.1 - Dobragem por movimento axial de um cunho móvel.....	34
3.1.3.2 - Dobragem por intermédio de rolos (calandragem)	35
3.1.3.3 - Dobragem por compressão	36
3.1.3.4 - Dobragem por estiramento.....	37
3.1.3.5 - Dobragem por indução.....	38
3.1.4 – Defeitos mais comuns e formas de os evitar	41
3.1.5 – Tipos de mandris.....	45
3.2 – Factor de flexibilidade	48

3.2.1 – Definição.....	48
3.2.2 – Exemplo de cálculo através do MEF.....	48
3.3 – Desgaste em tubagens.....	50
3.4 – Ovalização em tubagens.....	51
3.5 – Análise de tensões.....	52
4. ESTRUTURA A ESTUDAR – MODELAÇÃO NUMÉRICA.....	59
4.1 – Definição do modelo.....	59
4.2 – Discretização em MEF.....	61
4.3 – Análise estrutural.....	62
5. CASO DE ESTUDO PRÁTICO	67
5.1 – Introdução	67
5.2 – Resumo do método a utilizar	68
5.2.1 – Mecanismo utilizado	68
5.2.2 – Descrição da peça criada.....	69
5.3 – Análise de resultados	70
6. DISCUSSÃO DE RESULTADOS.....	73
6.1 – Resultados obtidos através da modelação numérica.....	73
6.2 – Resultados experimentais	75
6.3 – Comparação de resultados	75
7. CONSIDERAÇÕES FINAIS	77
7.1 – Conclusões	77
7.2 – Sugestões para trabalhos futuros.....	78
REFERÊNCIAS.....	79
TEXTOS DE APOIO	81
ANEXOS	85
Anexo A	87
Anexo B	91
Anexo C	95
Anexo D	99
Anexo E	103
Anexo F	107

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Tubo curvo utilizado neste trabalho.....	9
Figura 2 – Exemplos de utilização de curvas na indústria ^[1]	11
Figura 3 – Ovalização da secção recta de um tubo cilíndrico curvo, sob flexão ^[3]	14
Figura 4 – Deformação da secção transversal de um tubo, sujeito a esforços no plano de curvatura e fora dele (Dodge e Moore, 1972).....	15
Figura 5 – Ilustração de um tubo curvo ^[2]	16
Figura 6 – Diagrama do método de teste utilizado por Greenstreet (1978).	21
Figura 7 – Amostra da resposta de tensão-deformação, obtidos por Greenstreet (1978).	22
Figura 8 – Curva representativa do teste 15, de tensão-deformação obtida por Hilsenkopf, Bonet e Sollogoub (1988).....	23
Figura 9 – Distribuição de tensões axiais na secção central do primeiro teste de dobragem executado por Smith e Ford (1967).	25
Figura 10 – Algumas formas geométricas possíveis para elementos finitos ^[4]	28
Figura 11 – Modelo tridimensional de uma chave de bocas e discretização em elementos finitos ^[4]	28
Figura 12 – Classificação de tubagens ^[5]	30
Figura 13 – Processo U-O-E ^[8]	32
Figura 14 – Alteração de forma de perfis circulares ^[10]	33
Figura 15 – Diagrama tensão-deformação ^[13]	33
Figura 16 – Representação esquemática da dobragem de um tubo por intermédio de um cunho móvel accionado por um pistão de actuação hidráulica ^[10]	34
Figura 17 – Variantes do processo ^[10]	35
Figura 18 – Representação esquemática da dobragem de uma cantoneira (perfil em forma de 'L') por intermédio de rolos ^[10]	35
Figura 19 – Representação esquemática da dobragem de um tubo por compressão ^[10] ..	36
Figura 20 – Representação esquemática da dobragem de um tubo por estiramento ^[10] ..	37
Figura 21 – Representação esquemática de dobragem por indução ^[7]	38
Figura 22 – Representação prática de dobragem por indução ^[7]	39
Figura 23 – Defeitos de dobragem ^[11]	41
Figura 24 – Efeito de Spring-back ^[13]	43
Figura 25 – Propagação característica do efeito de Spring-back numa curva geral ^[13] ..	43

Figura 26 – Forma de evitar deformação da secção de perfis circulares ^[10]	44
Figura 27 – Tipos de mandris ^[17]	45
Figura 28 – Mandril rígido ^[17]	46
Figura 29 – Mandril articulado ^[18]	46
Figura 30 – Mandril flexível ^[10]	47
Figura 31 – Desgaste num tubo curvo ^[14]	50
Figura 32 – Perfil circular oval ^[20]	51
Figura 33 – Forças durante o processo de dobragem ^[13]	52
Figura 34 – Momentos aplicados a uma curva de perfil circular ^[16]	53
Figura 35 – Estado de tensão num elemento diferencial de um tubo curvo ^[16]	55
Figura 36 – Dimensões mais significantes da estrutura a modelar.	60
Figura 37 – Modelação CAD do tubo curvo.	60
Figura 38 – Discretização em elementos finitos triangulares.	61
Figura 39 – Resultado de Von Mises, com aplicação de 5KN de força.	62
Figura 40 – Localização da medição dos pontos de tensão e deslocamento radial.	64
Figura 41 – Distribuição de tensões correspondentes ao carregamento de 5KN, em torno da circunferência central da curva.	64
Figura 42 – Distribuição de deslocamentos correspondentes ao carregamento de 5KN, em torno da circunferência central da curva.	65
Figura 43 – Tensão Von Mises – Deslocamento resultante do carregamento de 5KN, em torno da circunferência central da curva	66
Figura 44 – Máquina de ensaios universal SHIMADZU AG-50KNG.	68
Figura 45 – Peça para medição da ovalização.	69
Figura 46 – Resultado do ensaio de Carga – Deformação.	70
Figura 47 – Medição dos deslocamentos axiais.	70
Figura 48 – Sentido dos deslocamentos em cada ponto.	71
Figura 49 – Tendência da distribuição de tensões ao longo dos carregamentos.	76

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Sumário das propriedades e condições de carregamento dos espécimes, utilizadas nos testes conduzidos por Greenstreet (1978).	21
Tabela 2 – Localização dos pontos de medição [mm].	61
Tabela 3 – Deslocamento de cada ponto após a aplicação de uma carga de 5KN [mm].	63
Tabela 4 – Posição final dos pontos de medição [mm].	63
Tabela 5 – Valores de deslocamento radial do ensaio prático.	71
Tabela 6 – Resultados do Ponto 2 e do Ponto 4.....	73
Tabela 7 – Resultados do Ponto 1.....	73
Tabela 8 – Resultados do Ponto 3.	74
Tabela 9 – Deslocamentos da modelação numérica.....	74
Tabela 10 – Deslocamentos experimentais.	75

NOMENCLATURA

W	Deslocamento transversal
T	Espessura do tubo
N_x	Esforço de membrana na direcção circunferencial
n	Índice, número inteiro
θ, α, δ	Coordenadas angulares
η, β	Parâmetros angulares
λ, ψ, γ	Parâmetros adimensionais da curva
R	Raio de curvatura da linha de centro da curva
r, r_1, r_2	Parâmetros de raio
r	Coordenada radial
M_i, M_o, M_t	Componentes individuais do vector momento flector resultante
M	Magnitude do vector momento flector resultante
K_α	Factor de flexibilidade
$K_{\alpha 1}$	Factor de flexibilidade calculado pela 1ª aproximação de Von Kármán
\bar{h}	Factor do tubo
C_n	Constante de ordem n
λ	Flexibilidade característica
v	Deslocamento
ψ	Intensificador de tensão
P	Pressão interna
E	Módulo de elasticidade
γ	Relação entre R e r
σ	Tensão normal
$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$	Componentes individuais do vector tensão normal
σ_θ	Tensão circunferencial
σ_e	
σ_{axial}	Tensão normal axial
$\sigma_z, \sigma_r, \sigma_l, \sigma_c$	Tensões normais nas diferentes direcções
$\sigma_l^i, \sigma_l^o, \sigma_c^i, \sigma_c^o$	Tensões normais nas diferentes direcções

F	Força externa
S_o	Área inicial
ε	Deformação
L, L_o	Comprimento final e inicial de uma viga
K	Rácio de retorno elástico
u	Índice de ovalização
D	Diâmetro interior
D_{máx}, D_{min}	Diâmetro máximo e mínimo num tubo ovalizado
D_o	Diâmetro exterior
Z	Módulo de secção
C	Índice de tensão nos códigos de tubagens
S	Intensidade de tensão nos códigos de tubagens
S_{máx}	Intensidade de tensão máxima nos códigos de tubagens
S₁, S₂, S₃	Componentes individuais de tensão nos códigos de tubagens
τ	Tensão de corte
l, c	Índices de direcção
Δ	Deslocamento horizontal da viga
x, y, z	Coordenadas no sistema cartesiano

1. Introdução

Este capítulo enquadra e aborda este trabalho de uma forma geral, fazendo referência à organização da dissertação e dando a conhecer algumas das investigações em redor do tema.

1.1 – Objectivos

Os tubos curvos são acessórios estruturais de grande aplicação em tubagens industriais. Geralmente é uma tarefa difícil a obtenção, de uma forma simples, da determinação do seu estado de tensão quando submetidos a esforços de flexão. Há inúmeras soluções para avaliação deste estado, sendo numericamente uma prática corrente a utilização de programas de elementos finitos.

Neste trabalho pretende-se verificar a precisão da solução obtida com o método numérico computadorizado utilizado hoje em dia, SolidWorks, projectando-se um sistema rígido (“RIG”) de uma curva cedida ao departamento para estudos.

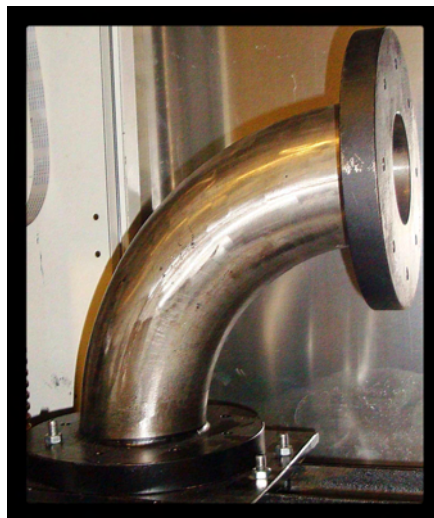


Figura 1 – Tubo curvo utilizado neste trabalho.

1.2 – Organização da dissertação

Este trabalho foi desenvolvido com a finalidade de caracterizar o estado de tensão em tubos curvos quando submetidos a esforços de flexão sob o plano de curvatura, pelo que, primeiramente, foi efectuada uma pequena pesquisa bibliográfica com o objectivo de conhecer os métodos de controlo e conhecimento do facto a estudar.

Após o conhecimento das actuais ferramentas, bem como os estudos efectuados sob o mesmo assunto, apresentar-se-á uma pequena abordagem ao método utilizado.

Num terceiro ponto de situação, é apresentada a estrutura a estudar, bem como uma análise estrutural da mesma, efectuada com o programa SolidWorks.

Depois de conhecida a estrutura, definem-se pontos de medição e procede-se a um ensaio prático para verificação da precisão obtida através do método numérico empregue anteriormente.

Numa parte final deste trabalho efectuam-se comparações entre resultados, apontando algumas razões para os possíveis desvios.

1.3 – Relevância do tema

Os tubos com grandes diâmetros e as conexões tubulares fazem parte de quase todas as configurações industriais hoje em dia.

Este tipo de equipamento encontra-se mais comumente em empresas petrolíferas, refinarias, fábricas de produção de químicos e produtos farmacêuticos e também em centrais nucleares. Nestas, bem como em outras aplicações industriais, os tubos são utilizados para transporte de substâncias, que devido às suas características de pressão e temperatura, características físicas e químicas, podem trazer sérios problemas para a saúde e para o meio ambiente caso sejam libertadas para a atmosfera. Alguns exemplos dessas substâncias são o óleo, petróleo, gás clorídrico, etc.



Figura 2 – Exemplos de utilização de curvas na indústria ^[1].

A integridade de uma tubagem industrial é um parâmetro muito importante, pois a falha de uma ligação tubular poderá causar problemas graves, pois, além de libertar as substâncias contidas no seu interior, poderá causar uma catástrofe, tal como a explosão da câmara de combustão de um reactor nuclear.

Estes problemas, bem como outros que possam surgir, poderão ser controlados através do perfeito conhecimento dos componentes de uma tubagem, bem como do estudo da tubagem submetendo-a a diferentes tipos de esforços.

Os esforços numa tubagem podem ser determinados como resultado de diferentes solicitações, tal como a resistência da própria tubagem bem como a pressão do fluido que irá ser transportado no seu interior. Para além destes esforços tem que se levar em linha de conta o comprimento da tubagem, a dimensão dos tubos e a maquinaria de suporte da mesma, tal como bombas, compressores, válvulas, etc., ou seja, devem ser estudados também os esforços dinâmicos e térmicos.

Para uma melhor eficiência numa tubagem industrial, ter-se-á que combinar a utilização dos próprios tubos com a maquinaria existente no sistema em causa.

1.4 – Introdução à análise de tubos curvos

A integridade estrutural e o custo de um oleoduto são a preocupação mais importante para as indústrias que o utilizam, uma vez que estes podem estar sujeitos às mais variadas condições, entre elas, condições de temperatura, condições sísmicas, condições de pressão, etc. Estes motivos foram os impulsores necessários ao estudo e preocupação na análise deste tipo de mecanismo.

Ao longo de uma tubagem os fluidos no seu interior, quando submetidos as mais diversas condições, podem sofrer alterações livremente e, na maioria dos casos, alguns líquidos têm uma expansão térmica superior do que o volume do tubo. Deste modo, devido ao aumento de temperatura o tubo é submetido a um esforço interior causado pela expansão do líquido, que por sua vez é comprimido e limitado ao volume do tubo. Este é um fenómeno reconhecido à muito tempo. Para qualquer segmento tubular completamente cheio de líquido, tanto o tubo como o líquido são afectados por diferenças de temperatura e pressão ocorridas.

Em resumo, um tubo, devido à ovalização da sua secção recta, aumenta os efeitos de flexão e por isso existe a necessidade de um conhecimento pormenorizado do seu estado de tensão.

1.5 – Estado da arte

1.5.1 - Análises teóricas de tubos curvos

Tal como é conhecido, pelo menos desde a primeira análise teórica de tensões em tubos curvos publicada (VON Kármán, 1911), a rigidez à flexão de um tubo curvo é mais pequena que num tubo recto, considerando o mesmo material e as mesmas dimensões. Esta resistência à flexão é atribuída à tendência da curva, em virtude da sua geometria, continuar com um comportamento curvilíneo, o que não é exibido significativamente por tubos rectos, uma vez que estes tendem a comportar-se como vigas. Devido a este comportamento característico, através de um corte transversal, verifica-se que a curva deforma relativamente ao seu estado original, ficando com uma forma oval. Adicionalmente, o corte transversal na curva, tende a deformar-se para fora do seu próprio plano, o que origina alguma flexibilidade adicional. Estes dois padrões de deformação denominam-se ovalização e curvatura.

Foi primeiramente demonstrado por Bantlin (1910) que um tubo curvo, se comporta de um modo diferente, quando submetido a uma carga, e analisado segundo a teoria de viga simples. A primeira explicação teórica desta discrepância foi apresentada por Von Kármán (1911), e muito do trabalho teórico feito era subsequentemente uma extensão do seu trabalho, ou pelo menos baseado no mesmo princípio de minimização da energia potencial. Outras soluções, próximas desta, estavam baseadas no princípio da mecânica dos materiais ou na teoria de casca fina. Todas estas teorias estão assentes no princípio de que as curvas, quando comparadas a tubos rectos, têm maiores tensões, maior flexibilidade e também uma distribuição de tensões diferente.

A aproximação geral seguida em cálculos para sistemas de tubagens, e ainda amplamente adoptada em normas de desenho, é, nada mais, nada menos, que o rácio dos factores de flexibilidade e tensão para elas estimada por teoria de viga simples. As diferentes aproximações apontam para estimativas mais precisas destes factores de correcção, de tal forma que pode ser simplificada adequadamente e ficar prontamente utilizável em normas de projecção de tubagens.

Uma desvantagem comum na maioria das soluções teóricas, é que estas estão baseadas em conceitos de análise elástica, não podendo ser utilizadas para análises não lineares, uma vez que é necessário estimar a resposta de uma curva de tubo correctamente, mesmo em condições de acidente onde a plasticidade domina o seu comportamento. As teorias de análise não linear não foram muito exploradas. Apenas um pequeno grupo de pessoas decidiu explorar este fenómeno, como Spence (1972), mas o seu esforço não garantiu a utilização das suas descobertas para aplicação. Além disso, soluções teóricas só são úteis na análise de curvas de tubo de corte transversal circular.

1.5.1.1 – Método de aproximação – energia de deformação mínima

A ovalização é causada pelos desvios das forças de membrana com a direcção radial que aparecem na secção recta do tubo, quando este é submetido a um esforço de flexão.

Von Kármán (1911) publicou a primeira análise de tensão teórica do problema de dobragem sobre o plano de curvatura, que mais tarde foi generalizada por Vigness (1943), de modo a incluir dobragem fora do plano de curvatura.

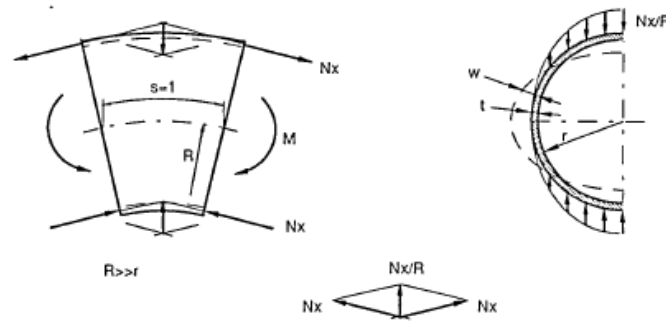


Figura 3 – Ovalização da secção recta de um tubo cilíndrico curvo, sob flexão [3].

Em ambas as análises a deformação da parede na curva era representada por uma série trigonométrica (1.1), que permitia definir o campo de deslocamentos w de modo a caracterizar a ovalização, e cujos coeficientes eram determinados minimizando a energia de deformação desenvolvida [3].

$$w = \sum_n C_n \cos(2n\theta) \quad ; n = 1, 2, 3, \dots \quad (1.1)$$

Efectuaram-se suposições de modo a simplificar este tipo de análise:

- Ignoram-se os efeitos da pressão interna;
- Ignoram-se as conexões a qualquer tubo ou orla, ou seja, a análise é feita apenas á curva como um elemento isolado;
- A relação entre o raio do tubo e o raio da curva (r/R) desprezou-se mesmo quando próxima da unidade pois têm pouca influência, isto é, assumem-se apenas raios de dobragem longos ($R/r \gg 1$);
- A secção transversal da curva permanece plana e perpendicular ao eixo central da curva mesmo após deformação. Esta simplificação impede deformações para efeitos da análise.
- Mesmo submetido a um momento de torção, assume-se que o tubo curvo se comporta como um tubo recto, ou seja, mantém a secção transversal circular.
- Assumiu-se que a tensão na parede ao longo da circunferência é nula, o que significa a secção transversal ovaliza sem qualquer mudança no comprimento da circunferência.

Ambas as análises, de acordo com os resultados de Bantlin (1910), indicam que as tensões de compressão e tracção na parede do tubo produzem forças que actuam ao longo do centro de curvatura, respectivamente. Estas forças resultam no achatamento do tubo, visto em corte transversal, tornando-o numa forma oval (figura 4). Desta forma verificou-se que a flexibilidade aumenta conforme a distribuição de tensões. Bantlin comparou estas análises com os resultados prognosticados através da teoria de viga simples e chegou aos mesmos resultados para tubos rectos.

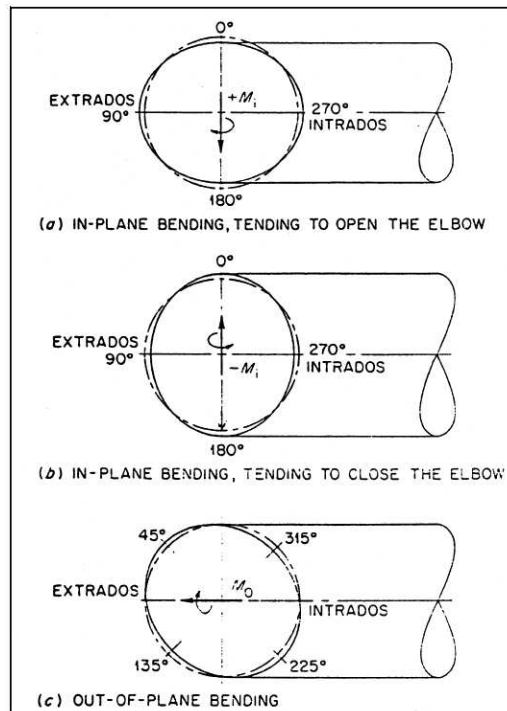


Figura 4 – Deformação da secção transversal de um tubo, sujeito a esforços no plano de curvatura e fora dele (Dodge e Moore, 1972).

Von Kármán e Bantlin demonstram também que a tensão máxima da curva e a sua deformação são superiores quando comparadas às tensões e deformações num tubo recto de igual tamanho e do mesmo material. Estes resultados, expressados como factores de flexibilidade (K_α) e tensão máxima admissível, quando superiores à unidade, dependem apenas de um parâmetro adimensional, o factor do tubo (\bar{h}).

Von Kármán, minimizando a energia de deformação envolvida, calcula o parâmetro C_n , e para apenas um termo da série trigonométrica acima referida (1.1), calcula o coeficiente de flexibilidade $K_{\alpha 1}$ como sendo a “1ª aproximação de Von Kármán” [3].

$$K_{\alpha 1} = \frac{10 + 12\bar{h}^2}{1 + 12\bar{h}^2} \quad \text{onde} \quad \bar{h} = \frac{hR}{r^2} \quad (1.2)$$

Comparando resultados experimentais aos resultados analíticos de Von Kármán, Gross (1952) descobriu uma inconsistência lógica no modo em que a força sobre a membrana circunferencial é tratada teoricamente. Ele demonstrou que era necessária uma correcção para a compressão transversal de modo manter um equilíbrio estático na estrutura. Deste modo, desenvolveu uma expressão que faz uma estimativa mais precisa da força sobre a membrana circunferencial, baseada na suposição de que a análise de Von Kármán dá uma estimativa correcta da força axial na membrana.

Barthélemy (1947), e mais tarde Kafka e Dunn (1956) efectuaram várias tentativas de modo a incluir efeitos de pressão interna na análise de Von Kármán, curvatura no plano. Ambos utilizaram, e validaram experimentalmente, uma teoria desenvolvida anteriormente, por Clark, Gilroy e Reissner (1952), de modo a deduzir os efeitos de pressão.

Estes desenvolvimentos basearam-se noutro parâmetro adimensional, a flexibilidade característica (λ), ao invés do factor de tubo (\bar{h}):

$$\lambda = \frac{hR}{r^2 \sqrt{1 - \nu^2}} \quad (1.3)$$

Note-se que o termo $\sqrt{1 - \nu^2}$ não apareceu nas análises anteriores de Von Kármán, Vigness e Gross, devido ao uso de relações de tensão e deformação uniaxial.

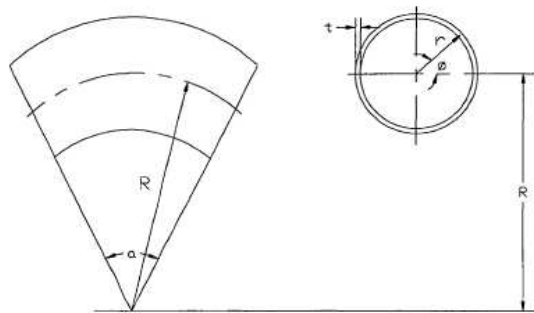


Figura 5 – Ilustração de um tubo curvo [2].

Rodabaugh e George (1957) apresentaram a análise mais completa, na qual eles derivam expressões explícitas para os factores de flexibilidade, como para os factores de intensificação de tensão, tanto para curvatura no plano como para fora do plano. Basearam-se na análise de Von Kármán e Vigness, e incluíram efeitos de pressão interna.

Na análise por eles apresentada, introduziram um segundo parâmetro adimensional (ψ), relativo à pressão:

$$\psi = \frac{P.R^2}{E.r.h} \quad (1.4)$$

Neste trabalho, os factores de flexibilidade e intensificação de tensão demonstraram-se dependentes dos dois parâmetros adimensionais (λ) e (ψ). As expressões foram derivadas como uma série infinita, na qual se observou a existência de uma convergência rápida para valores elevados de λ e de pressão interna (P). Demonstraram ainda que, para raios de curvatura elevados ($R/r=3$), com uma flexibilidade característica de $\lambda=0.03$, era necessário incluir cinco termos da série para obter uma precisão dentro de $\pm 2\%$. Foram providas fórmulas simplificadas, com precisão adequada, para propósitos de análises práticas de tensão em tubagens, e estas foram adaptadas para propósitos de utilização de tubagens em poder nuclear (Dodge e Moore, 1972).

Dodge e Moore, ainda no mesmo ano, desenvolveram uma expressão corrigida para a força na membrana circunferencial no caso de curvatura fora do plano, de modo a complementar a desenvolvida previamente por Gross (1952). Eles recomendaram o uso destas expressões corrigidas, juntamente com o trabalho acima mencionado de Rodabaugh e George. Isto requereu a introdução da relação do raio como um terceiro parâmetro adimensional.

$$\left(\gamma = \frac{R}{r} \right) \quad (1.5)$$

1.5.1.2 – Método de aproximação – mecânica dos materiais

Turner e Ford (1957) usaram princípios da mecânica dos materiais de forma a alcançar uma solução aproximada para o caso de dobragem no plano de curvatura. Mais tarde, Smith (1967) desenvolveu uma solução para o caso de dobragem fora do plano, seguindo a mesma aproximação.

Também Smith sugeriu um procedimento para encontrar as tensões máximas e os momentos de torção, nos casos combinados de dobragem, no plano e fora do plano. Smith e Ford, no mesmo ano, mostraram que as tensões e deflexões, calculadas através deste método, satisfazem os valores experimentais por eles determinados.

A vantagem mais significativa destas análises, relativamente à análise utilizada pelo método da energia de deformação mínima, é que esta evita duas das simplificações principais feitas na aproximação anterior. A relação entre o raio do tubo e o raio de curvatura (r/R) não foi assumida desprezável, o que permitiu desenvolver expressões possíveis de ser utilizadas para pequenos e grandes raios de curvatura. Além disso, a tensão na superfície central da parede do tubo não era tomada como nula.

Os resultados obtidos através desta aproximação demonstraram estar de acordo com os de Von Kármán (5% a 10%), uma vez que ambas as aproximações assentam em suposições semelhantes.

Ambas se baseiam na teoria da deflexão elástica mínima, e assumem que as secções planas se mantêm inalteradas, negligenciando deformações cruzadas. É de reparar também que, ambas as aproximações obtêm as expressões para o factor de flexibilidade e de tensão intensificadora na forma de uma série trigonométrica infinita.

Uma das principais desvantagens desta aproximação é a sua complexidade, e foi devido a este motivo, que não se efectuou nenhum desenvolvimento adicional utilizando este princípio, de modo a incluir o efeito da pressão interna no tubo.

1.5.1.3 – Método de aproximação através de parede fina

Nesta terceira aproximação, Tueda (1936) reduziu o problema de dobragem no plano a duas equações diferenciais ordinárias e utilizava uma série eficaz para efectuar a integração. Mais tarde Reissner (1949) desenvolveu uma teoria, que posteriormente Clark e ele mesmo (1951) obtiveram uma solução resolvendo duas equações diferenciais

ordinárias juntamente com coeficientes variáveis. Para obter a solução tiveram que fazer suposições equivalentes às efectuadas por Von Kármán.

Após esta solução, Cheng e Thailer (1968) tiveram sucesso na integração das mesmas equações sem fazerem as mesmas simplificações. As suas soluções convergiram mais rapidamente que as soluções obtidas por Turner e Ford, utilizando a aproximação através da mecânica dos materiais, e obtiveram resultados precisos e semelhantes. Contudo, a importância da rápida convergência relativamente à resolução inicial consagrou-se devido à disponibilidade e crescimento dos computadores desde então.

Whatham (1978), analisou o efeito dos constrangimentos finais nas curvas e o seu comportamento para o caso de utilizações em dobragem no plano de curvatura, especificamente as flanges, ou orlas. Mais tarde Whatham e Thompson (1979) descobriram que as tangentes conectadas à curva, com comprimento superior ao perímetro de uma circunferência do tubo curvo, têm um efeito reduzido comparativamente às flanges directamente conectadas à curva, em termos de redução de tensões e deformações causadas por carregamentos.

As flanges diminuem as tensões devidas à ovalização do tubo.

1.5.2 - Investigações experimentais em tubos curvos

Foram efectuadas muitas tentativas para investigar o comportamento dos tubos curvos experimentalmente, contudo, grande parte deste trabalho incidiu especificamente no problema de dobragem sob o plano de curvatura ou para complementar uma teoria ou um estudo numérico e validar os resultados obtidos.

O estudo mais conhecido, ou seja, aquele que se encontra na maior parte da literatura, foi conduzido por Greenstreet (1978), no Oak Ridge National Laboratory (ORNL). Neste estudo as cargas de deflexão foram determinadas através de vinte curvas comerciais feitas em tubos de seis polegadas de diâmetro nominal, dezasseis das quais efectuadas em aço-carbono com referência ASTM A-106 gradeB, e as restantes em aço inox de referência ASTM A-312 type 304L. O resumo dos diferentes testes bem como as condições de carregamento nas curvas, junto com as propriedades do espécime usadas em cada teste é apresentado na tabela 1.

Neste estudo foram conectadas extensões tubulares, de aço-carbono, com a mesma espessura das curvas a serem testadas, através de soldadura TIG (gás inerte de tungsténio), à excepção do teste PE-18 (pipe helbow 18), no qual foram conectadas extensões de aço inox 347. As montagens não foram submetidas a tratamentos térmicos após a operação de soldadura, de modo a simular as condições do metal existentes nos sistemas de bombagem.

Uma das extensões encontrava-se montada rigidamente num pedestal encaixado a uma fonte de carga, e em cada caso foi aplicada uma única força na extremidade livre, a uma distância de quatro a cinco vezes o diâmetro do tubo, medida a partir do final da curva. Este longo comprimento de braço do momento ajuda a minimizar as forças de deformação quando comparadas com os momentos, que são os carregamentos de interesse. Os acessórios do teste, bem como o esquema de montagem, são demonstrados na figura 6.

As tensões e deflexões foram medidas por meio de indicadores e manómetros de pressão. A magnitude da carga foi medida utilizando uma célula de carga (figura 6), apresentando uma curva de tensão-deformação ilustrada na figura 7. O resultado referido representa o teste PE-2, que envolve um carregamento no plano de curvatura sobre uma curva de aço-carbono, sem aplicação de qualquer pressão interna.

Cada espécime foi carregado com uma força externa de magnitude suficiente para produzir uma resposta plástica. Carregamentos de dobragem no plano e fora do plano de curvatura foram aplicados e o efeito de pressão interna na resposta foi estudado. Também era possível estudar a dependência da resposta nas propriedades dos materiais comparando os resultados de aço inox e de curvas de aço-carbono.

Greenstreet concluiu que as pressões internas geralmente aumentam o momento no colapso, embora a carga no início da reacção da resposta não linear diminui. Ele notou também que os momentos de colapso das curvas de aço inox ficaram cada vez menores que as de aço-carbono das mesmas dimensões, e submetidas às mesmas condições de carregamento, quando a característica de flexibilidade (K_a) foi diminuído.

Specimen	Nominal Dimensions			Material	Moment Loading		Pressure	
	Outer Diam. (in.)	Inner Diam. (in.)	Wall thick. (in.)		In-plane			Out-of-Plane
					Opening	Closing		
PE-1	6.625	6.065	0.280	Carbon St.	X			
PE-2	6.625	6.065	0.280	Carbon St.		X		
PE-3	6.625	6.065	0.280	Carbon St.			X	
PE-4	6.625	6.065	0.280	Carbon St.	X		X	
PE-5	6.625	6.065	0.280	Carbon St.		X	X	
PE-6	6.625	6.065	0.280	Carbon St.			X	
PE-7	6.625	5.761	0.432	Carbon St.	X			
PE-8	6.625	5.761	0.432	Carbon St.		X		
PE-9	6.625	5.761	0.432	Carbon St.			X	
PE-10	6.625	6.065	0.280	Carbon St.	X			
PE-11	6.625	6.065	0.280	Carbon St.		X		
PE-12	6.625	6.065	0.280	Carbon St.			X	
PE-13	6.625	6.065	0.280	Carbon St.	X		X	
PE-14	6.625	6.065	0.280	Carbon St.			X	
PE-15	6.625	6.065	0.280	Stainless St.		X		
PE-16	6.625	6.065	0.280	Stainless St.		X		
PE-17	6.625	6.065	0.280	Stainless St.		X		
PE-18	6.625	5.761	0.432	Stainless St.		X		
PE-19	6.625	6.065	0.280	Carbon St.		X		
PE-20	6.625	5.761	0.432	Carbon St.		X		

Tabela 1 – Sumário das propriedades e condições de carregamento dos espécimes, utilizadas nos testes conduzidos por Greenstreet (1978).

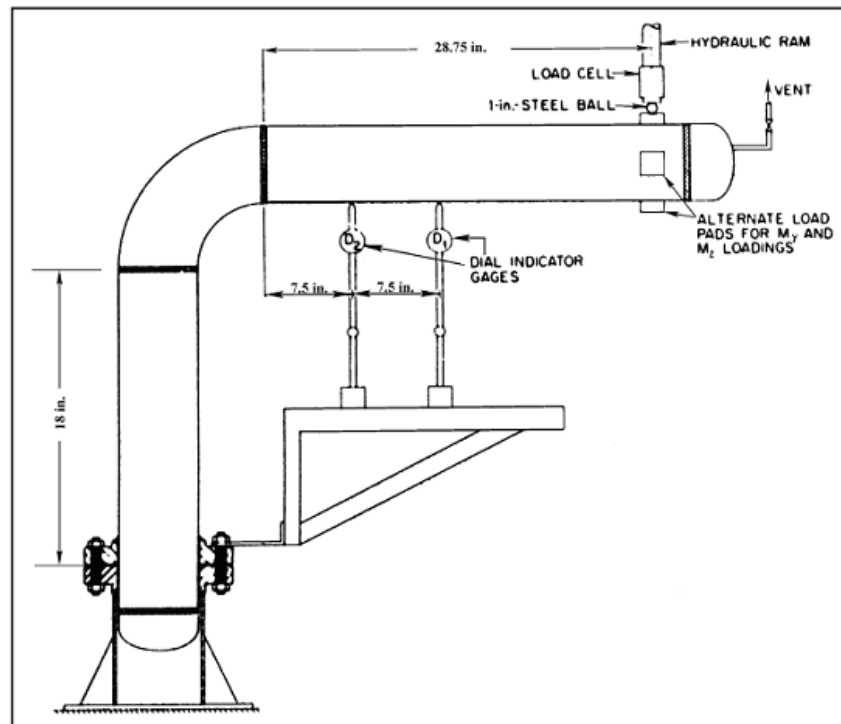


Figura 6 – Diagrama do método de teste utilizado por Greenstreet (1978).

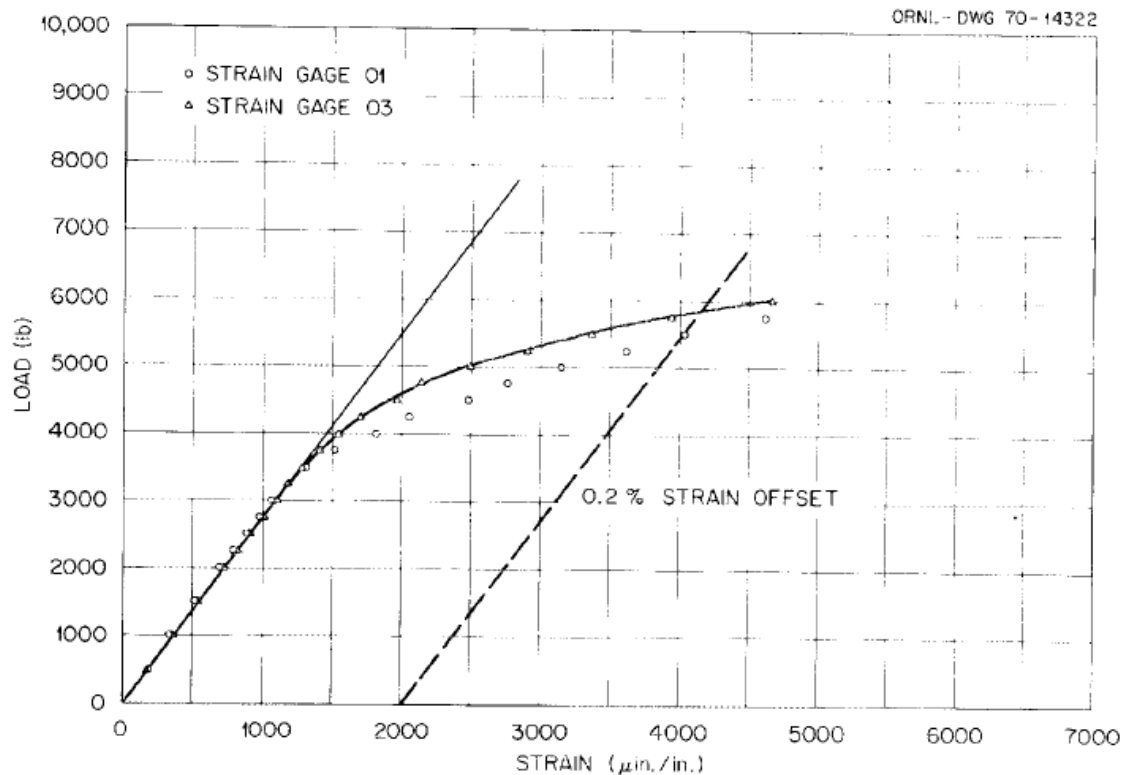


Figura 7 – Amostra da resposta de tensão-deformação, obtidos por Greenstreet (1978).

Hilsenkopf, Bonet e Sollogoub (1988) conduziram duas séries de testes em curvas de 90°, dos quais retiraram algumas conclusões.

Para cotovelos de parede fina observaram que a secção transversal tende a ovalizar logo que o momento é aplicado, em qualquer direcção, para uma das extremidades do cotovelo. Esta ovalização continua a aumentar com o aumento do momento aplicado.

Concluíram também, para o caso de curvatura sob o plano, na direcção de abertura da curva, a ovalização da curva tende a aumentar a sua dureza, e desloca o ponto fraco da mesma para uma das junções entre a curva e os segmentos de tubo rectos adjacentes. A deformação toma a forma de uma prega onde aparece este ponto fraco e que absorve todas as deformações subsequentes, impedindo a curva de novas deformações. Para o caso de curvatura sob o plano, mas desta vez, fechando a curva, concluíram que dureza do cotovelo diminui, e a deformação leva a uma ovalização excessiva ou achatamento na secção central. Este modo de carregamento, segundo as suas conclusões, é o mais crítico, uma vez que a deformação aparece para um valor relativamente baixo de carregamento.

Hilsenkopf, Bonet e Sollogoub estudaram também o caso de curvatura fora do plano, e uma amostra das curvas de tensão-deformação obtidas são mostradas na figura 8.

Neste modo de carregamento, observaram que o cotovelo tende a deformar na secção transversal, ficando esta com uma forma irregular assim que o momento é aumentado para além do valor limite. Ao colapso, o cotovelo torce sobre si mesmo, e aparece uma área de instabilidade localizada na forma de uma prega. Deste estudo, retiraram a conclusão que o fracasso súbito não acontece, e que o momento ao qual a instabilidade se dá tem um valor superior que o momento imposto para fechar a curva no plano, mas inferior que um para abrir a curva no plano.

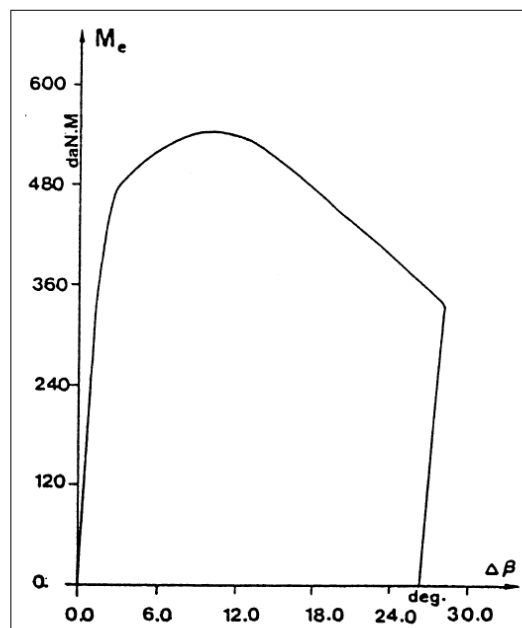


Figura 8 – Curva representativa do teste 15, de tensão-deformação obtida por Hilsenkopf, Bonet e Sollogoub (1988).

Outro estudo experimental importante foi conduzido por Smith e Ford (1967), teve o propósito de investigar a flexibilidade e as tensões num oleoduto tridimensional com carregamento no plano e fora dele. Esta investigação foi uma extensão de um estudo anterior, realizado por vários autores em 1962 que observaram a flexibilidade num oleoduto bidimensional.

Na primeira parte do seu estudo, Smith e Ford investigaram a flexibilidade de modelos à escala real referentes a secções de oleoduto, medindo as reacções nas fixações em função de deslocamentos prescritos em suportes do modelo em estudo. O oleoduto usado no estudo estava fixado a estruturas auxiliares de ancoragem; estas por

sua vez estavam fixadas ao solo. Os extremos da tubagem eram deslocados por suportes reguláveis do tipo parafuso de afinação colocados de forma a impor os deslocamentos em qualquer direcção coordenada.

Na segunda parte da investigação, foram efectuados testes de flexão em elementos curvos isoladamente, nos quais se mediram deslocamentos, tensões e distorção da secção transversal (ovalização) como resultado de momentos aplicados no plano e fora do plano de curvatura. Nesta fase, foram estudados três tubos curvos, sendo dois primeiros de parede fina com grande raio de curvatura e o terceiro era espesso e obtido por soldadura.

O teste foi executado através da aplicação de momentos flectores sobre os eixos principais das curvas. Era aplicada uma combinação de cargas de modo a manter os momentos constantes ao longo do oleoduto, de modo a eliminar os esforços de reacção. No caso de carregamentos fora do plano, foi aplicada uma combinação de torção e carregamento de modo a produzir um estado de curvatura pura fora do plano, na secção central da curva, onde foram feitas as medidas.

As tensões longitudinais e transversais foram medidas e a sua distribuição ao redor da secção foi desenhada graficamente (figura 8). As tensões foram comparadas com os valores teóricos. No caso de curvatura no plano compararam-se com os valores da análise de Turner e Ford (1957), e no caso de curvatura fora do plano compararam-se os resultados com os valores da análise de Smith (1967).

Os componentes testados neste estudo não sofreram nenhuma deformação plástica, e consequentemente os valores medidos concordaram bem com as estimativas das análises elásticas mencionadas anteriormente. Contudo, encontraram-se algumas diferenças secundárias entre os valores de tensão registados e os teóricos, uma vez que a teoria em questão não leva em linha de conta os efeitos iniciais e finais da curva. Outras razões para tais discrepâncias residem no facto da secção central não se manter perfeitamente circular e a parede da curva não se manter de espessura constante aquando da fabricação de uma curva a partir de um tubo recto.

Mais tarde, Kussmaul, Diem e Blind (1987) conduziram um estudo experimental para avaliar o comportamento de curvas efectuadas em tubos de parede fina e parede espessa, submetendo-os a condições de carga dinâmica. Neste estudo procuraram determinar a deformação quasi-estática, sujeitando as curvas à curvatura no plano, numa gama não linear, e descrevendo o comportamento local e global de fracasso como função da carga aplicada.

Verificou-se que para os testes em tubos curvos flectidos no plano de curvatura, fechando a curva, chegava-se rapidamente à tensão de cedência do material com instabilidade estrutural, enquanto no modo de flexão abrindo a curva, tal verificava-se para momentos maiores. Este facto foi atribuído à tendência para endurecimento pós-cedência. Também se verificou que a tensão de cedência se inicia a partir da linha no plano de simetria do tubo curvo no lado côncavo para o caso de tubos finos, sendo isto inverso no caso de tubos de parede espessa (isto é, agora localizada na face convexa).

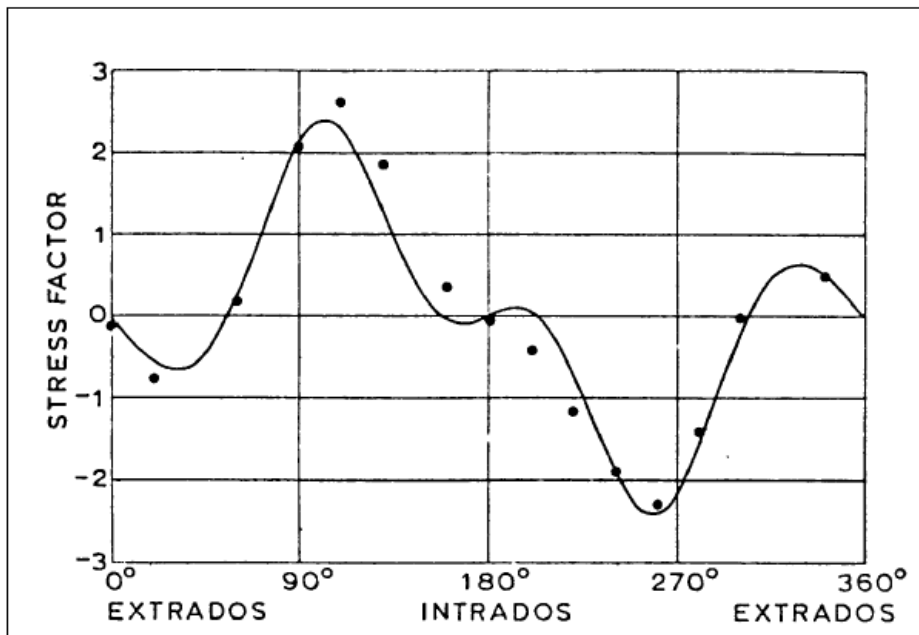


Figura 9 – Distribuição de tensões axiais na secção central do primeiro teste de dobragem executado por Smith e Ford (1967).

1.5.3 - Síntese

Von Kármán e Bantlin demonstram que a tensão máxima da curva e a sua deformação são superiores quando comparadas às tensões e deformações num tubo recto de igual tamanho e do mesmo material.

Também Von Kármán constatou que a flexibilidade é superior num tubo curvo que num tubo recto, e aponta a ovalização como o principal fenómeno responsável por esta diferença.

Greenstreet concluiu que as pressões internas geralmente aumentam o momento na altura de colapso, embora a carga no início da reacção da resposta não linear diminui.

Hilsenkopf, Bonet e Sollogoub concluíram para o caso de curvatura sob o plano, na direcção de abertura da curva, a ovalização da curva tende a aumentar a sua dureza, e no caso de curvatura sob o plano, mas desta vez, fechando a curva, concluíram que dureza do cotovelo diminui, e a deformação leva a uma ovalização excessiva ou achatamento na secção central.

2. Método dos elementos finitos

Este capítulo explica de uma forma geral a base do método dos elementos finitos, dando exemplos da sua aplicação e da relevância que o mesmo tem para o desenvolvimento tecnológico. Trata-se apenas de uma mera abordagem, não contendo qualquer formulação implícita no método, mas mesmo assim algo importante uma vez que o método será aplicado numa secção posterior.

2.1 – Introdução

O Método dos Elementos Finitos, doravante abreviado como MEF, tem as suas origens nos anos 40, tendo sido entretanto vastamente utilizado apenas nos últimos 20-30 anos, graças aos avanços tecnológicos ocorridos nos equipamentos computacionais. Este consiste basicamente numa adaptação/modificação de métodos de aproximação conhecidos já no início deste século, como por exemplo o Método de Ritz. Este método, MEF, é actualmente considerado um método matemático para a solução de equações diferenciais parciais, entre as quais se inclui a Equação de Poisson, Equação de Laplace, Equação de Helmholtz, Navier-Stokes, etc.

Devido às suas características de flexibilidade e estabilidade numérica, pode ser implementado na forma de um sistema computacional (programa de computador) de forma consistente e sistemática, facto este que explica a sua grande popularidade nos dias actuais.

Entre as muitas áreas em que o MEF pode ser aplicado citam-se: projecto e análise de estruturas envolvendo análise de tensões, análise de escoamento de fluidos, distribuição de temperaturas, electromagnetismo, projecto de equipamentos electromecânicos (máquinas, transformadores, contactores, etc.).

Em muitos casos práticos, o Método dos Elementos Finitos é a única ferramenta capaz de fornecer uma solução aceitável, ainda que sob o ponto de vista matemático a solução seja considerada como uma aproximação.

2.2 – Princípios de aplicação

Um dos princípios básicos do MEF é a discretização do domínio a estudar, ou seja, dividir o domínio num conjunto finito de subdomínios (elementos, nós e malhas), de modo a efectuar um estudo de cada subdomínio isoladamente, calculando as propriedades de cada elemento finito. Seguidamente efectua-se a assemblagem de modo a calcular a solução aproximada, assemblando as soluções elementares ^[4].

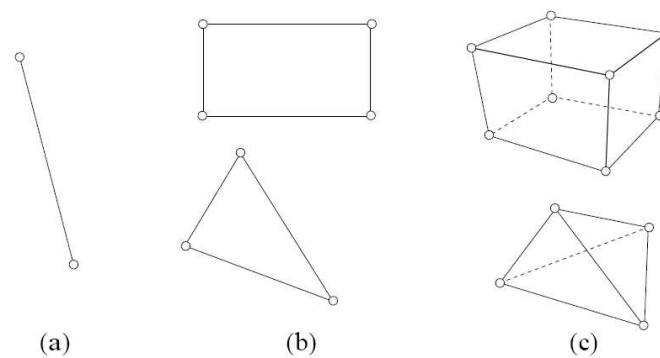


Figura 10 – Algumas formas geométricas possíveis para elementos finitos ^[4].

Elementos finitos: a) unidimensionais; b) bidimensionais; c) tridimensionais

2.2.1 - Exemplo

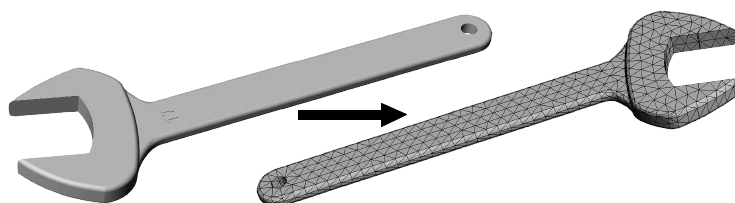


Figura 11 – Modelo tridimensional de uma chave de bocas e discretização em elementos finitos ^[4].

3. Análise de tubagens

Este capítulo aborda o tema fundamental desta investigação, explicando os diferentes métodos de dobração de tubos, e alguns dos problemas que condicionam a sua utilização e durabilidade. Menciona métodos de cálculo do parâmetro factor de flexibilidade e ovalização. Ainda no mesmo capítulo, é efectuada uma análise de tensões em tubos curvos, efectuando uma dedução da formulação utilizada para o cálculo das tensões principais, tensões normais e de corte.

3.1 – Os tubos

3.1.1 – Aplicações

As tubagens têm um vasto campo de aplicação e poderão representar cerca de 70% do custo dos equipamentos, ou 25% do custo total de uma instalação, pelo que da sua escolha e selecção estará dependente o bom ou mau funcionamento do equipamento projectado ^[5].

São utilizadas em indústrias de processamento, indústrias químicas, refinarias de petróleo, indústrias petroquímicas e boa parte das indústrias alimentícias e farmacêuticas. Servem também para aplicações de construção civil e/ou portes de máquinas e equipamentos mecânicos.

Tubagens, ou simplesmente tubos conectados com diferentes tipos de maquinaria, têm como finalidade ^[5]:

- Distribuição de vapor para força e/ou para aquecimento;
- Distribuição de água potável ou de processos industriais;
- Distribuição de óleos combustíveis ou lubrificantes;
- Distribuição de ar comprimido;
- Distribuição de gases e/ou líquidos industriais.

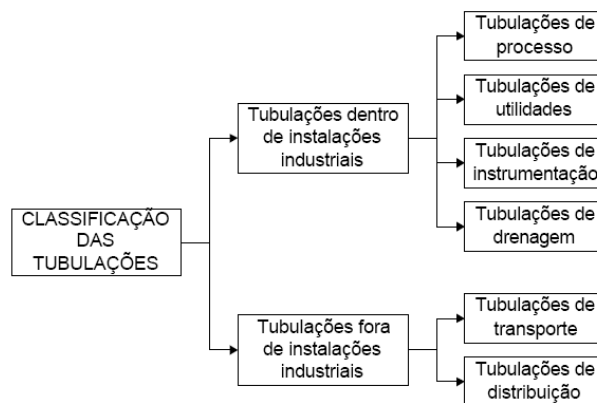
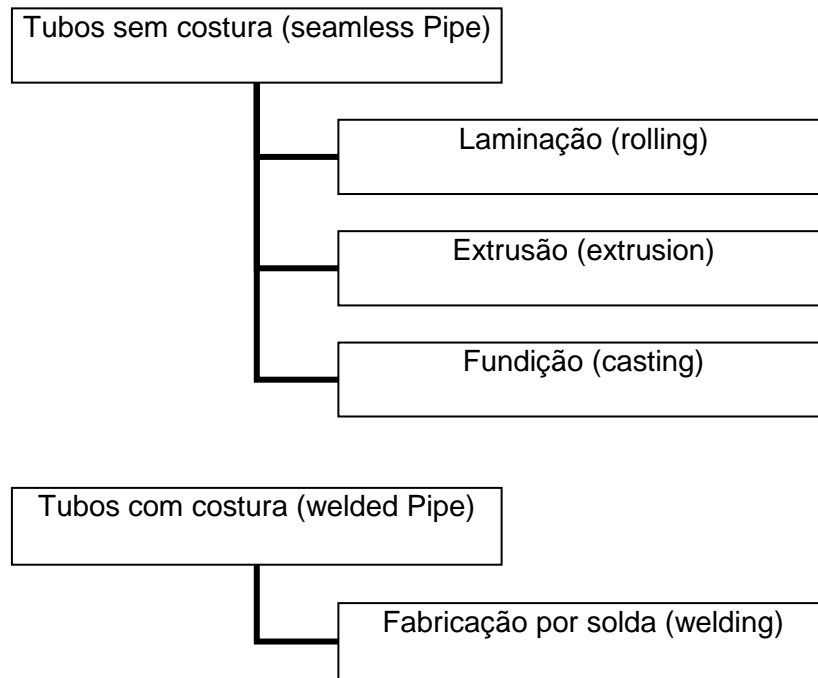


Figura 12 – Classificação de tubagens ^[5].

3.1.2 – Processo de fabrico de tubos

Há quatro grupos de processos industriais de fabricação de tubos ^[5]:



Os processos de laminação e de fabricação por solda são os de maior importância, e por eles são feitos mais de 2/3 de todos os tubos usados em instalações industriais ^[5].

Existe uma gama muito grande de fabricação de tubos de aço, pelo que apenas se explica o processo de fabricação de tubos de alta resistência, processo esse utilizado para fabricação do tubo a estudar.

O processo mais comumente utilizado na fabricação de tubos de alta resistência, com grandes diâmetros e espessuras, é o processo U-O-E ^[8], que se trata de um processo de fabrico de tubos por costura.

A primeira etapa deste processo consiste na dobragem da chapa em formato de “U”, e seguidamente o “U” é conformado em “O”. A etapa seguinte consiste no ponteamento das faces do “O” a fim de que não ocorram mudanças no diâmetro durante a soldagem final. Após o ponteamento, é executada a soldagem pelo processo de arco submerso (SAW – “Submerged Arc Welding”), sendo o primeiro passe interno e o segundo externo ^[8].

Ensaio não destrutivo são realizados para garantir a ausência de defeitos na junta soldada. Em seguida, o tubo é submetido a uma expansão (“E”), que tem a finalidade de ajustar o seu diâmetro às tolerâncias da norma API 5L. Após a expansão, novos ensaios não destrutivos são realizados na junta soldada.

Finalmente, a inspeção dimensional e a pesagem do tubo são realizadas. O processo pode ser melhor visualizado na Figura 12 [8].

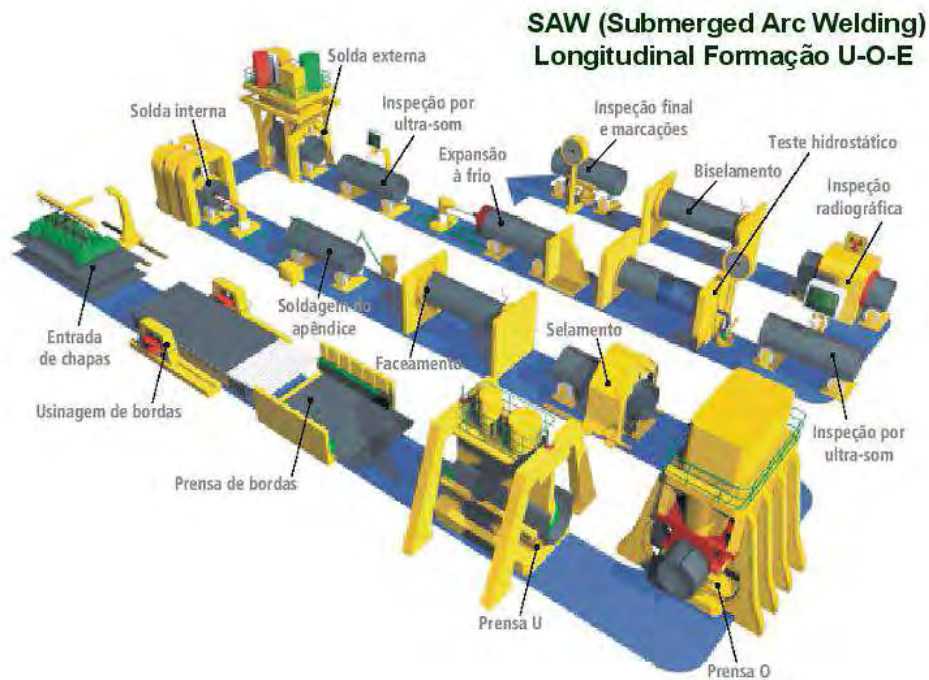


Figura 13 – Processo U-O-E [8].

3.1.3 – Método de obtenção de tubos curvos

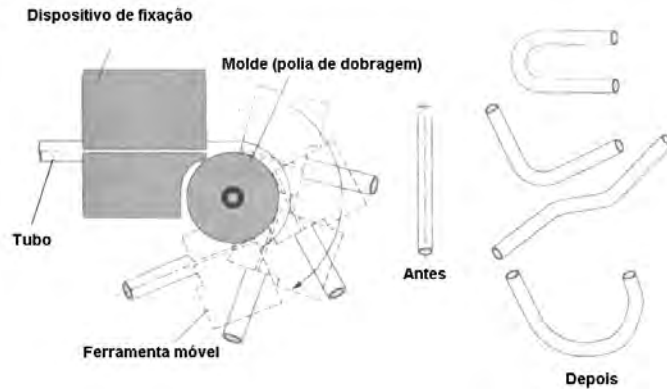


Figura 14 – Alteração de forma de perfis circulares ^[10].

Ao curvar a frio um material metálico (abaixo da sua temperatura de cristalização) distinguem-se dois domínios característicos, domínio elástico seguido de domínio plástico. Este comportamento, elástico-plástico, de materiais metálicos demonstra-se no diagrama tensão-deformação (figura 15), determinado através de testes de tracção.

Ao longo do domínio elástico (Lei de Hooke), o provete (corpo de prova) deforma elasticamente, ou seja, quando a tensão é retirada o corpo retorna ao seu estado inicial. No entanto, se a tensão aplicada exceder o limite elástico, o provete fica deformado permanentemente ^[13].

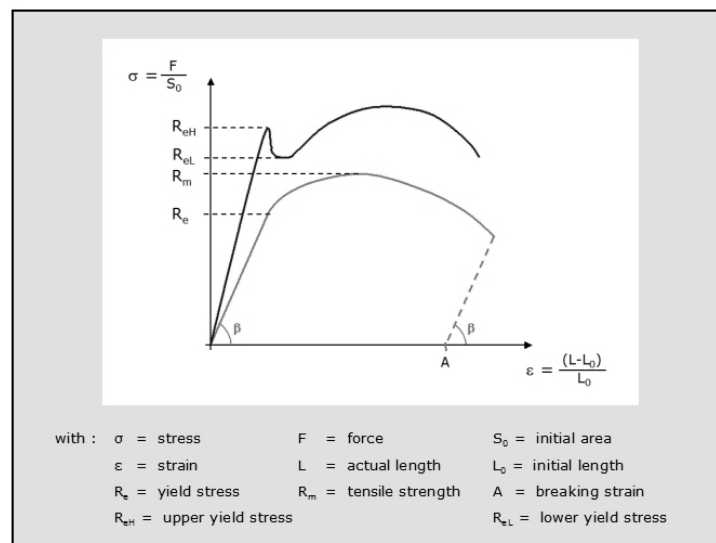


Figura 15 – Diagrama tensão-deformação ^[13].

A alteração de forma ocorrida no material, neste caso nos tubos a curvar, é determinada principalmente pelo módulo de elasticidade do material e pela sua tensão de cedência.

Seguidamente descrevem-se alguns tipos de processos e máquinas ferramenta para conformação plástica de tubos e perfis.

3.1.3.1 - Dobragem por movimento axial de um cunho móvel

Este processo apresenta algumas semelhanças com a quinagem e caracteriza-se pelo facto da geometria do cunho móvel e dos apoios apenas permitir a dobragem de um determinado raio de curvatura para uma gama limitada de diâmetros exteriores ^{[10] [12]}.

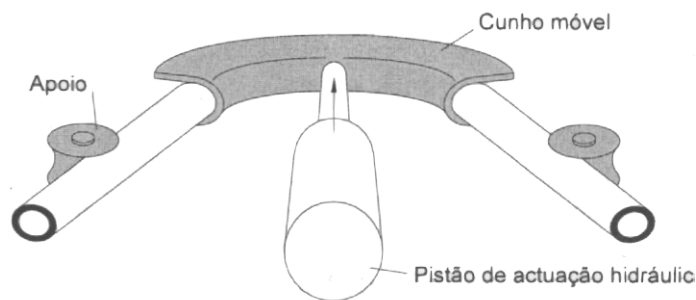


Figura 16 – Representação esquemática da dobragem de um tubo por intermédio de um cunho móvel accionado por um pistão de actuação hidráulica ^[10].

Este método é muito utilizado na dobragem de tubos em que o interior tenha sido previamente cheio com um material incompressível, como a areia ou cera, que não se oponha à deformação plástica por flexão, de modo a evitar o achatamento, mas poder-se-á evitar o enchimento dos tubos quando o guiamento efectuado pelas abas do cunho móvel conseguir evitar a deformação da secção transversal, devido à acção das tensões σ_z (figura 26) que se geram na dobragem ^[10].

É um processo muitas vezes utilizado para calibrar a geometria final das peças que tenham sido dobradas através de outros processos tecnológicos. Processo com baixa cedência de produção, uma vez que é utilizado essencialmente em trabalhos de manutenção e reparação de serralharia civil e mecânica.

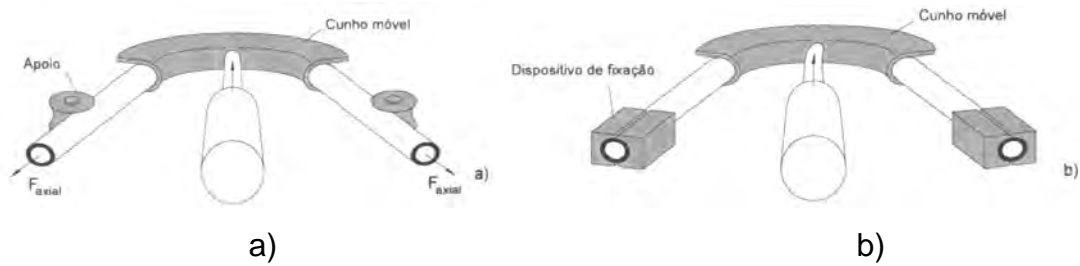


Figura 17 – Variantes do processo ^[10]:

- a) Dobragem com aplicação de força axial de tracção nas extremidades da peça ($\sigma_{axial} \approx 1,1 \sigma_e$)
- b) Variantes deste processo: controlo por extensão com a peça fixa nas extremidades

3.1.3.2 - Dobragem por intermédio de rolos (calandragem)

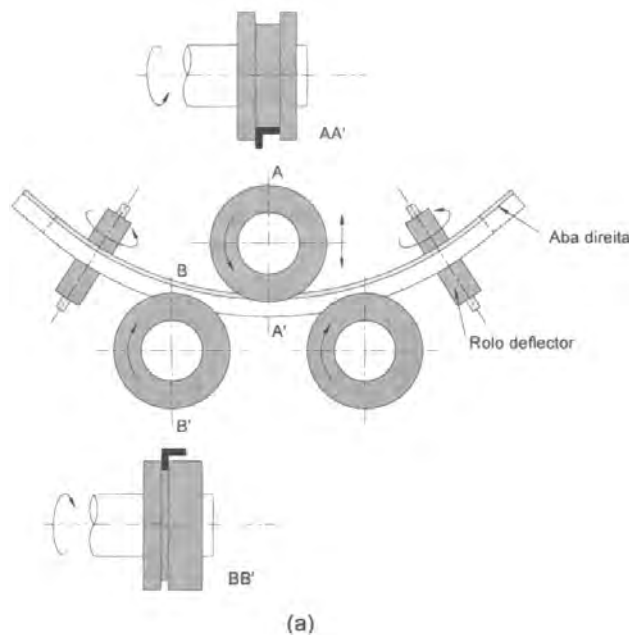


Figura 18 – Representação esquemática da dobragem de uma cantoneira (perfil em forma de 'L') por intermédio de rolos ^[10].

Este é um processo muito análogo à calandragem de chapa. As máquinas ferramenta utilizadas neste processo de dobragem são constituídas por três rolos montados em pirâmide e dois rolos defletores. A dobragem vai sendo efectuada de uma forma progressiva à medida que aumenta a profundidade de calandragem, isto é, à medida que se reduz a distância entre o rolo superior e os inferiores em cada passagem da peça pela zona de trabalho ^[10].

Os rolos deflectores asseguram o guiamento durante a dobragem de perfis que possuam secções transversais não assimétricas evitando, desta forma, torções e outros modos indesejáveis de deformação. O afastamento horizontal entre o rolo superior e os rolos inferiores é responsável pela formação de abas direitas (abas não dobradas) nas extremidades das peças.

A grande versatilidade destas máquinas ferramenta advém do facto de permitirem realizar diferentes raios de curvatura por simples variação da distância entre o rolo superior e os rolos inferiores. A variação da geometria dos rolos permite adaptar as características da máquina ferramenta à generalidade dos perfis que são utilizados industrialmente ^[10].

3.1.3.3 - Dobragem por compressão

Este processo baseia-se na acção de uma ferramenta móvel (designada por cunho móvel) sobre as peças durante o seu movimento de rotação em torno de um molde fixo. Neste processo, o cunho móvel e o molde fixo apenas permite a dobragem de um determinado tipo e geometria de perfis, devendo ser substituídos em função dos perfis que se pretendam dobrar ^[10].

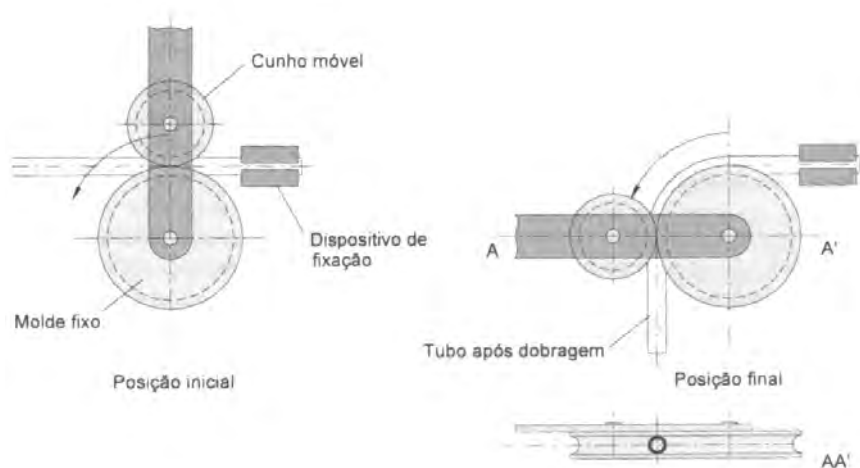


Figura 19 – Representação esquemática da dobragem de um tubo por compressão ^[10].

3.1.3.4 - Dobragem por estiramento

Neste caso o perfil a dobrar é fixo por intermédio de um dispositivo de fixação a um molde móvel que executa um movimento de rotação em torno de um eixo.

A rotação das duas ferramentas em torno do eixo central do molde móvel permite a dobragem do tubo consoante o raio do mesmo. Os dispositivos de guiamento amortecem a tensão radial que se gera ao longo do processo de conformação plástica e suportam o esforço da parte exterior do tubo ^{[10] [12]}.

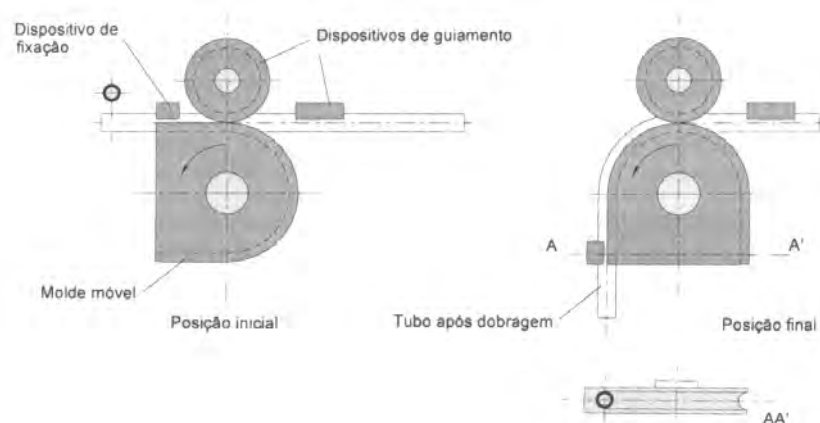


Figura 20 – Representação esquemática da dobragem de um tubo por estiramento ^[10].

As máquinas de dobrar tubos e perfis com secções transversais ocas, neste caso, os tubos, procuram evitar essencialmente a deformação da secção (ovalização) e o engelhamento da zona em compressão (junto ao raio interior). Este tipo de defeitos, bem como outros existentes no processo de dobragem de tubos, serão explicados na próxima secção ^{[10] [12]}.

3.1.3.5 - Dobragem por indução

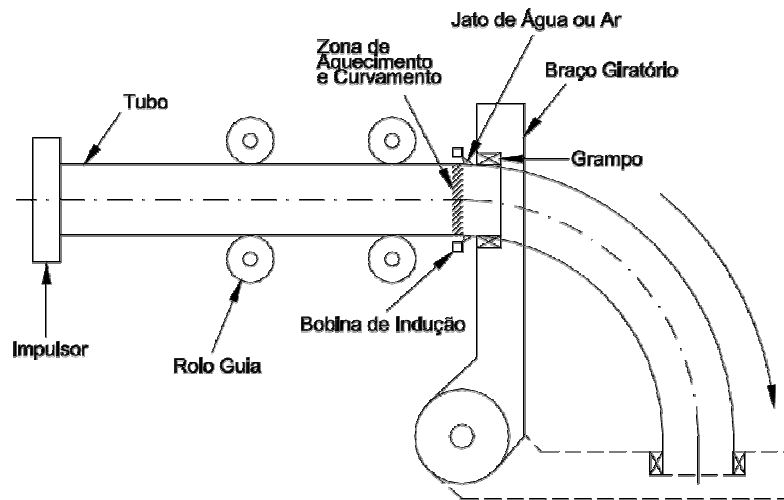


Figura 21 – Representação esquemática de dobragem por indução ^[7].

O curvamento por alta frequência tem sido aplicado não só em plantas petroquímicas, mas em gasodutos, oleodutos, tubulações especiais para plataformas, tubulações de vapor à alta pressão, equipamentos de utilização eléctrica, tubos de transporte de pó e granulados, edifícios, construções e monumentos, ou seja, abrange um vasto campo de aplicações ^{[6] [7]}.

O curvamento por indução utiliza aquecimento indutivo obtido através de um sistema electromagnético, gerando quantidades de calor que variam conforme o tipo de material.

Primeiro o tubo é introduzido pela parte frontal da máquina, passando através da bobina de indução, e pares de rolos guias, até a extremidade ser acoplada ao carro impulsor. A outra extremidade é agarrada pelo grampo, ficando assim rigidamente ligada ao braço giratório. A posição do braço pode ser modificada para ajuste do raio requerido.

Em seguida, uma corrente eléctrica alternada de alta-frequência passa a percorrer através da bobina de indução (posicionada no ponto de curvamento) gerando um campo magnético. Esse campo altamente concentrado induz um potencial eléctrico na secção do tubo (localizada abaixo da bobina) e, como a mesma representa um circuito fechado, a voltagem induzida causa o aquecimento numa determinada temperatura, temperatura específica ideal ao curvamento, numa estreita faixa em toda a circunferência do tubo. A partir desse momento, o carro impulsor, proporcionando força necessária ao curvamento, desloca-se em velocidade constante, empurrando o tubo para fora da máquina ^[7].

O deslocamento ocorre em direcção paralela ao eixo do tubo, uma vez que é conduzido por rolos guias. A secção aquecida, ao sair da bobina, sofre arrefecimento forçado (água ou ar), ou não, dependendo do material em processamento. Como o tubo está fixado ao braço, este por sua vez também é empurrado executando um movimento giratório. O tubo, uma vez limitado a este movimento, fica submetido a uma tensão de curvamento concentrada na zona aquecida, sendo assim obrigado a deformar continuamente a partir desse ponto, produzindo um arco de raio constante. O painel de comando da máquina faz a monitorização do grau de curvamento, e quando o ângulo requerido é alcançado, o mesmo interrompe o processo automaticamente ^[7].

Esta técnica de aquecimento por indução para o curvamento de tubos e perfis proporciona grande flexibilidade de fabricação de raio, ângulo e geometria das peças. Podendo efectuar o fabrico de peças em materiais como aço carbono, aço liga, aço inoxidável, alumínio entre outros.

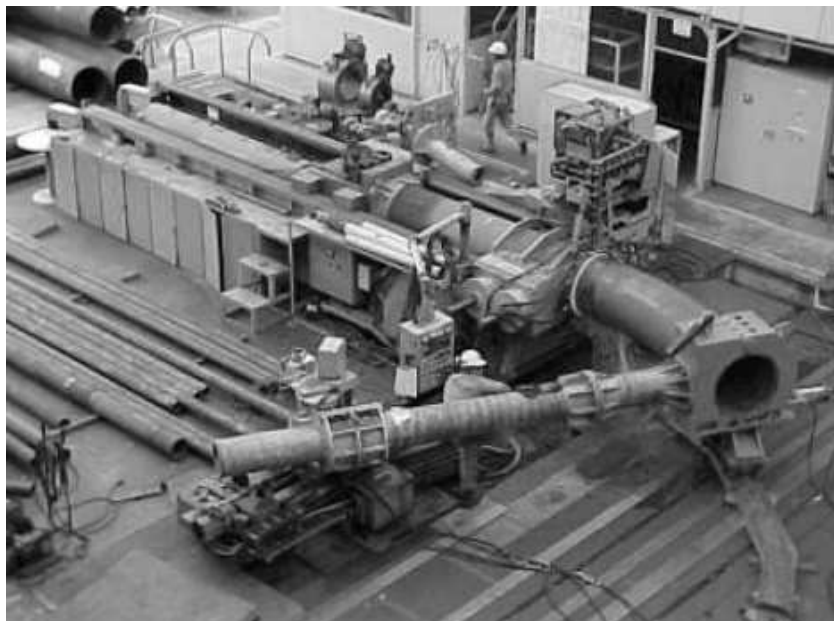


Figura 22 – Representação prática de dobragem por indução ^[7].

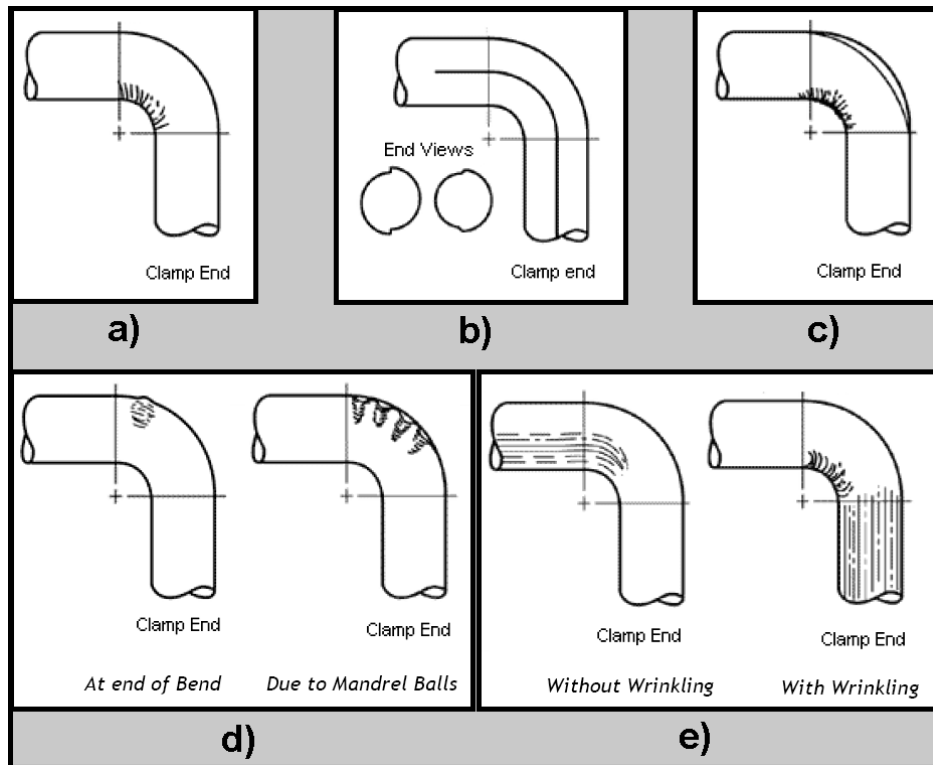
Através deste mesmo processo, é possível efectuar curvas consecutivas em tubagens, reduzindo deste modo o número de pontos de solda. Este processo denomina-se ELBOW LESS SYSTEM, e é um processo aplicado em tubos longos para obtenção de curvas consecutivas, planas ou tridimensionais, que permite a fabricação de spools sem pontos de solda. É um processo inovador que, em razão da redução dos pontos de solda, elimina também a necessidade de radiografias e ensaios, gerando uma economia significativa nos custos e prazos da obra ^[19].

Como qualquer processo de fabricação de curvas a partir de tubos rectos, ocorrem duas consequências adimensionais após o curvamento: a ovalização e a redução de espessura do lado traccionado da curva (extrados).

A ovalização é o resultado do estado de distribuição de forças ao redor da circunferência que se compõe durante o processo de curvamento, e é inversamente proporcional à relação Raio/Diâmetro e directamente proporcional à relação Diâmetro/Espessura da parede. A redução de espessura é um facto geométrico baseado em conceito de área e volume simples, ou seja, tem-se duas geometrias diferentes para o mesmo volume (o tubo antes e depois de curvado), logo, a mesma é inversamente proporcional à relação Raio/Diâmetro.

Ambos os efeitos são inerentes ao processo de curvamento, independentemente do tipo do material, mas as tolerâncias podem ser previamente determinadas, por estimativa, pelo fabricante e asseguradas por normas de fabricação.

3.1.4 – Defeitos mais comuns e formas de os evitar

Figura 23 – Defeitos de dobragem ^[11].

a) Enrugamento do tubo: Este tipo de defeito pode surgir através do escorregamento no molde móvel ou devido à má colocação do mandril, poderá estar muito ao início do tubo. Estes defeitos podem ainda ocorrer devido a um desajuste na máquina de dobragem, ou seja, o molde móvel poderá ficar desalinhado relativamente ao molde fixo. Convém sempre ter em atenção todo o estado da máquina, pois o desgaste nas ferramentas, a existência de pouca pressão sobre o molde móvel ou mesmo a lubrificação excessiva ou imprópria podem causar enrugamento no tubo ^[11].

b) Riscos ou marcas feitas na linha central do tubo: Para corrigir este defeito, o operador deve verificar o alinhamento das ferramentas e verificar se todas as ferramentas e o tubo se encontram limpas de poeiras, no caso do tubo, por fora e por dentro. Verificar também as forças no molde fixo e as de dobragem ^[11].

c) Colapso do tubo com ou sem rugas ao longo da curva: Poderá ocorrer a ruptura do tubo devido a uma escolha não adequada do material a nível de ductilidade e alongamento, devido ao escorregamento no molde móvel, ou mesmo devido a um aperto excessivo nos dispositivos de guiamento e excesso de pressão, causando arrasto no tubo ^[11].

d) Marcas do mandril ao longo da curva: Este defeito é característico de um posicionamento incorrecto do mandril, ou de uma escolha inadequada do mesmo relativamente ao tubo. O operador deve conferir se existe um movimento livre do molde móvel e se o tamanho das bolas do mandril é o tamanho adequado ao diâmetro do tubo ^[11].

e) Marcas da ferramenta ou riscos ao longo da curva: Este defeito ocorre devido a sujidades existentes na ferramenta ou no tubo. De modo a precaver este defeito, o operador deverá conferir o alinhamento do tubo e a pressão de fixação e dobragem ^[11].

Retorno elástico: Spring-back, ou retorno elástico, é o termo utilizado para descrever a tendência que o metal deformado tem para voltar ao seu estado inicial.

A elasticidade do material esta na origem deste fenómeno, logo, enquanto na gama válida da lei de Hooke, na zona de domínio elástico, a energia contida na forma inicial é devolvida ao material, sendo este efeito conotado resiliência (um retorno tipo mola), no entanto, mesmo depois de retirada a carga externa, parte desta resiliência é dissipada sob efeito plástico aquando a execução de forma elástica-plástica. Neste caso, o remanescente de energia de retorno é devolvido ao tubo com a energia potencial alojada ao longo do processo de dobragem ^[13].

Spring-back é um fenómeno inevitável na dobragem e este apenas pode ser compensado através de excesso de dobragem na no perfil a curvar.

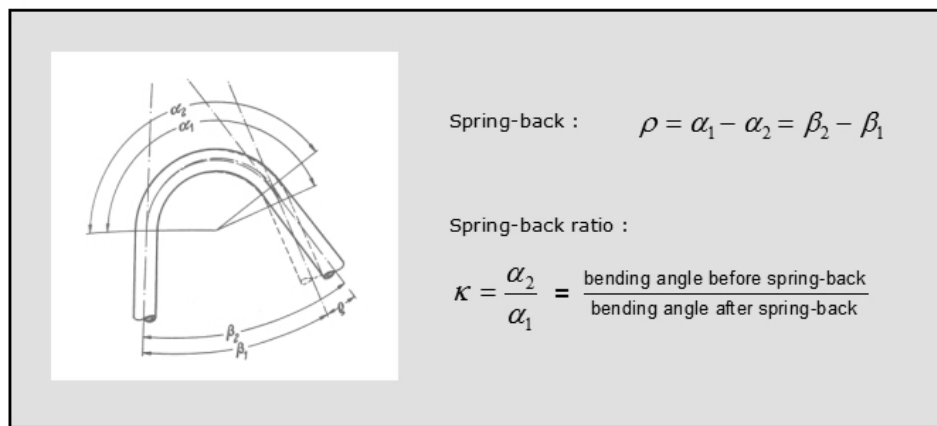


Figura 24 – Efeito de Spring-back ^[13].

O efeito de Spring-back depende do ângulo de dobragem que por outro lado depende de outros parâmetros.

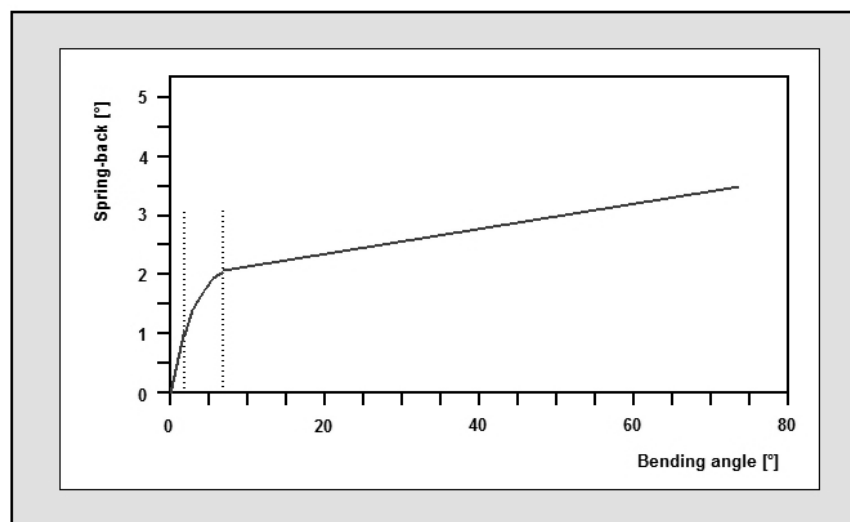


Figura 25 – Propagação característica do efeito de Spring-back numa curva geral ^[13].

O efeito de springback é excessivo quando não é utilizado um mandril, e deve ser considerado aquando da escolha de um molde móvel. Quanto menor for o raio da curva, menor o efeito de springback.

Deformação da secção: Este tipo de defeitos pode ser evitado de várias formas:

- No caso dos tubos, enchendo o seu interior com um material incompressível que não se oponha à deformação plástica por flexão (areia, resinas, etc.).
- Utilizando mandris que colocados no interior dos tubos, na zona submetida à flexão, impeçam a ovalização.
- Recorrendo a guiamentos exteriores que impeçam o alargamento da secção evitando a ovalização para o caso de perfis tubulares.

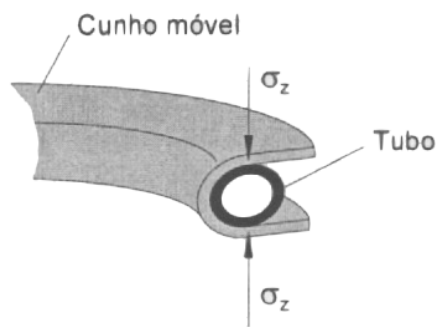


Figura 26 – Forma de evitar deformação da secção de perfis circulares ^[10].

3.1.5 – Tipos de mandris



Figura 27 – Tipos de mandris ^[17].

Mandris rígidos

Possuem dimensões ajustadas ao diâmetro interior dos tubos, podendo, em certos casos, possuir uma forma geométrica concordante com o início da dobagem, contudo, porque são rígidos, não conseguem acompanhar a totalidade do perímetro de curvatura dos tubos, e consequentemente, não permitem eliminar totalmente o risco de ovalização. A regulação da posição dos mandris rígidos é crítica, na medida em que o mau posicionamento, ou não evita a ovalização ou pode danificar o tubo.

Geralmente, são torneados, rectificados e polidos de modo a obter excelente acabamento superficial. Podem ser fabricados em metal (geralmente, aço temperado) ou em plástico (geralmente, polietileno). Os mandris de plástico são fáceis de introduzir e de remover devido ao baixo coeficiente de atrito e podem ser dobrados em simultâneo com a peça. Estes, os de plástico, são versáteis mas apresentam algumas desvantagens, tais como, a propensão para o desgaste e para a distorção da secção resistente.

Em termos de utilização industrial pode afirmar-se que este tipo de mandris tem um tempo de vida médio da ordem das 200 dobragens.

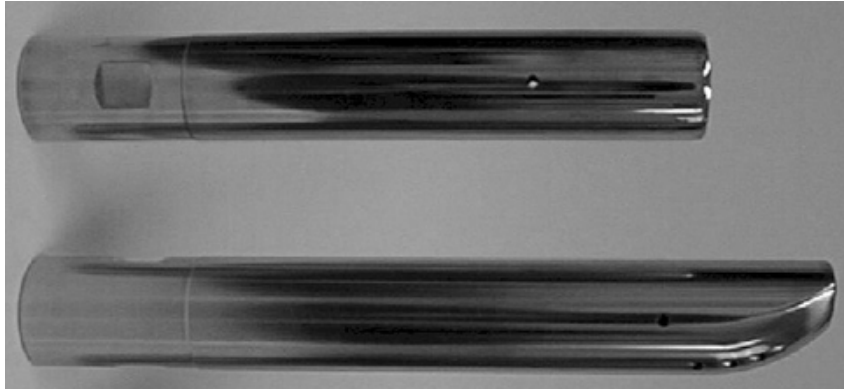


Figura 28 – Mandril rígido ^[17].

Mandris articulados

São formados por elementos esféricos (geralmente, um, dois ou três elementos) que se encaixam uns nos outros ou que se encontram ligados entre si através de um cabo flexível de aço. Geralmente, são fabricados em aço temperado e possuem um acabamento superficial de muito boa qualidade. A principal vantagem na utilização deste tipo de mandris reside no facto de conseguirem acompanhar a curvatura do tubo de uma forma mais eficaz e, desta forma, permitirem a realização de dobragens que originariam a ovalização no caso de se utilizarem mandris rígidos. Podem não eliminar totalmente os defeitos associados à dobragem nas zonas correspondentes aos espaços compreendidos entre os elementos esféricos, contudo, este tipo de defeitos é frequentemente eliminado na extracção do mandril (operação de calibração da geometria). Este tipo de mandril é difícil de fabricar o que implica custos de produção elevados.



Figura 29 – Mandril articulado ^[18].

Mandris flexíveis

São constituídos por lâminas metálicas ou por camadas de PVC ou nylon, e utilizam-se principalmente na dobração de tubos com secção transversal rectangular.

A utilização de mandris flexíveis é igualmente caracterizada pela dificuldade para serem introduzidos e removidos do interior das peças, sendo muitas vezes a sua aplicação incompatível com a utilização de sistemas de alimentação automáticos.

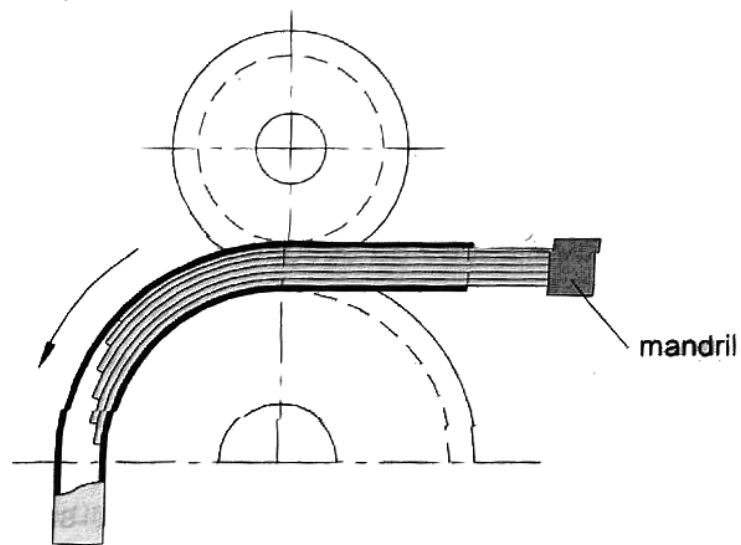


Figura 30 – Mandril flexível ^[10].

3.2 – Factor de flexibilidade

3.2.1 – Definição

O factor de flexibilidade é definido como sendo a razão entre o ângulo de flexão do perfil curvo carregado com um momento prescrito, e o ângulo de flexão de um perfil recto, possuindo a mesma direcção transversal e comprimento, carregado com o mesmo momento flector ^[16].

3.2.2 – Exemplo de cálculo através do MEF

Para explicar a metodologia de cálculo do factor de flexibilidade, criou-se um exemplo com base no MEF (exemplo na integra no ANEXO A).

A partir deste exemplo foi possível a obtenção de um valor algo significativo, uma vez que a sua discrepância quando comparado com resultados da ASME, American Standards of Mechanical Engineers, é extremamente pequena.

O factor de flexibilidade, tal como a definição indica, é obtido da seguinte forma:

$$K_{\alpha} = \frac{\delta_2}{\delta_1} \quad (3.1)$$

⇒ δ_1 – ângulo de deslocamento do tubo recto

⇒ δ_2 – ângulo de deslocamento do tubo curvo

Calculando K_{α} utilizando os deslocamentos obtidos através dos gráficos da deformada:

$$\begin{array}{l} \text{Para o tubo curvo : } 0,704^{\circ} \\ \text{Para o tubo recto : } 0,2045^{\circ} \end{array} \quad K_{\alpha} = \frac{0,704}{0,2045} = 7,21$$

De acordo com o código ASME, o cálculo do factor de flexibilidade de forma aproximada, é obtido pela expressão seguinte ^[9]:

$$K = \frac{1.65}{\bar{h}^{\frac{2}{3}}} \quad (\text{tubos flangeados}) \quad (3.2)$$

Onde \bar{h} é o parâmetro do tubo:

$$\bar{h} = \frac{hR}{r^2} \quad (3.3)$$

Para este caso $\bar{h} = 0,16$.

Utilizando os resultados de um estudo efectuado em 2004 ^[9], para verificação da precisão deste resultado, conclui-se que para o caso estudado, o tubo curvo flexiona cerca de três vezes mais que um tubo recto de propriedades e dimensões iguais ():

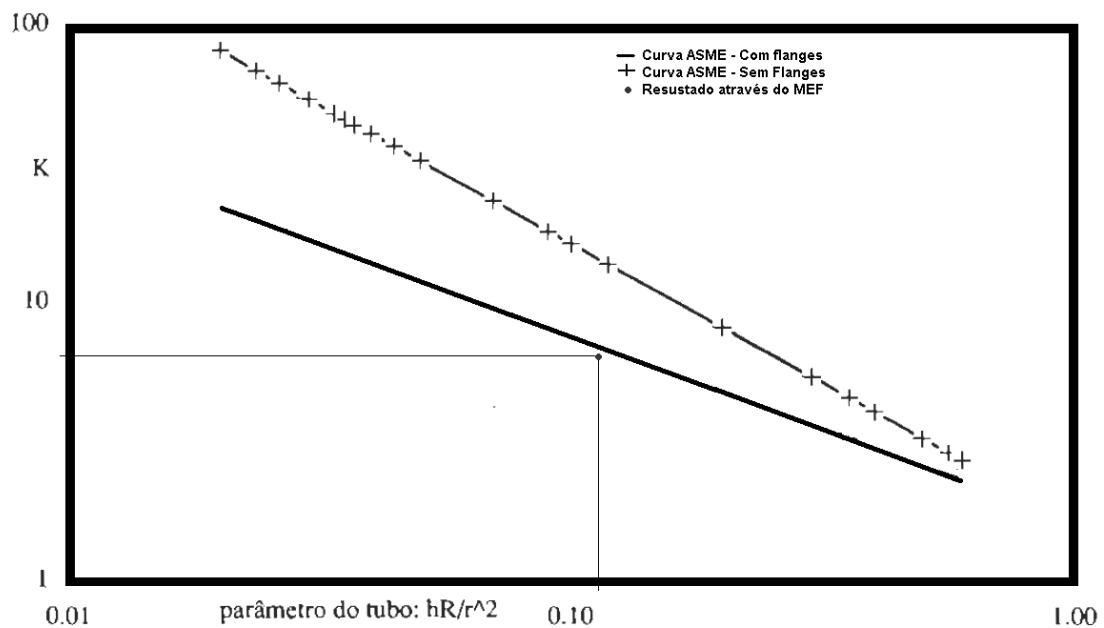


Gráfico 3 – Factor de flexibilidade para tubos curvos com flanges rígidas.

3.3 – Desgaste em tubagens

É comum definir desgaste como sendo “a perda progressiva de matéria pela superfície activa de um corpo, resultante de movimento relativo nessa superfície” ^[15].

Embora qualquer caso concreto de desgaste tenha normalmente características específicas, é habitual classificá-los em seis grupos, sendo que um destes processos não tem qualquer denominação.

- | | |
|-------------------------|-----|
| • Desgaste por abrasão | 50% |
| • Desgaste por adesão | 15% |
| • Desgaste por erosão | 8% |
| • Desgaste por fadiga | 8% |
| • Desgaste triboquímico | 5% |
| • Outros | 14% |

As percentagens correspondem à importância ou incidência relativa, estimada, de cada um dos mecanismos ^[15].

Na prática estes mecanismos aparecem quase sempre combinados, logo, qualquer um poderá de alguma forma influenciar a durabilidade e o correcto funcionamento de uma tubagem industrial. Isto sucede na medida em que, mesmo após tratamentos térmicos, interiores e de superfície, revestimentos ou modificações de composição química de um tubo, o produto que circula no seu interior bem como as condições e o meio ambiente a que este é submetido condicionam o seu comportamento tribológico.

Essencialmente em curvas, devido à redução da espessura do lado extradorso da mesma, o desgaste é mais acentuado, podendo, caso não seja substituída a tempo, ocasionar a ruptura da mesma.



Figura 31 – Desgaste num tubo curvo ^[14].

3.4 – Ovalização em tubagens

Ao efectuar uma curva num tubo ocorrem duas situações sobre o metal. A parede exterior do metal reduz em espessura, devido à tracção do material, e a parede interior aumenta de espessura, devido à compressão na parte interna da curva. O material aglomerado e retirado localiza-se aproximadamente na linha de centro da curva do tubo. O material traccionado, ou seja, o da parte externa da curva, tem espaço para percorrer e só depois diminui a espessura da parede, já a parte interna da curva, devido à compressão, tem menos espaço para se propagar, logo, aglomera-se ao centro da curva aumentando deste modo a parede interior.

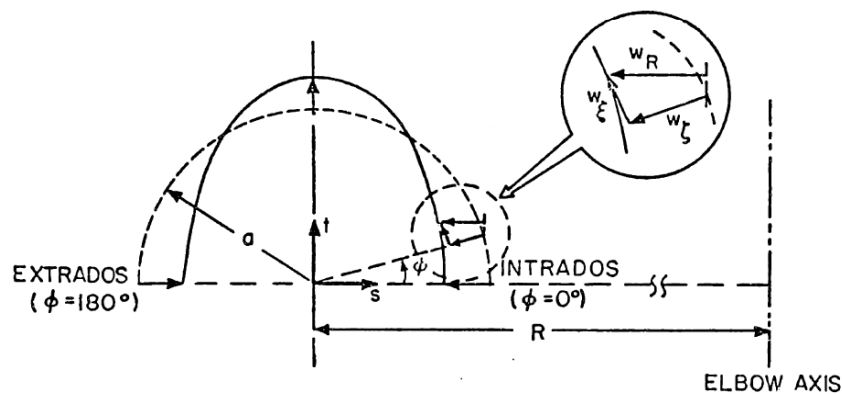


Figura 32 – Perfil circular oval ^[20].

As componentes radiais da tensão longitudinal do processo de dobragem conduzem a uma distorção oval na secção circular transversal. O extrados e intrados da curva tendem a inclinar para o eixo central da curva, causando desta forma achatamento do tubo. Relativamente ao equilíbrio das forças activas durante o processo de dobragem observa-se que, as forças de pressão resultantes do momento de dobragem na área interna do tubo curvo e as forças de tracção na área externa do tubo curvo actuam em direcções opostas, favorecendo assim a compressão da secção transversal circular inicial.

A medida da distorção oval é a excentricidade. A distorção oval aumenta bruscamente caso o tubo seja de parede fina e se pretender executar uma curva de raio muito pequeno.

A alteração de forma da secção transversal tem alguma influência na circulação livre do produto no seu interior, e a consistência do tubo quando exposto a pressões internas também pode ser colocada em causa.

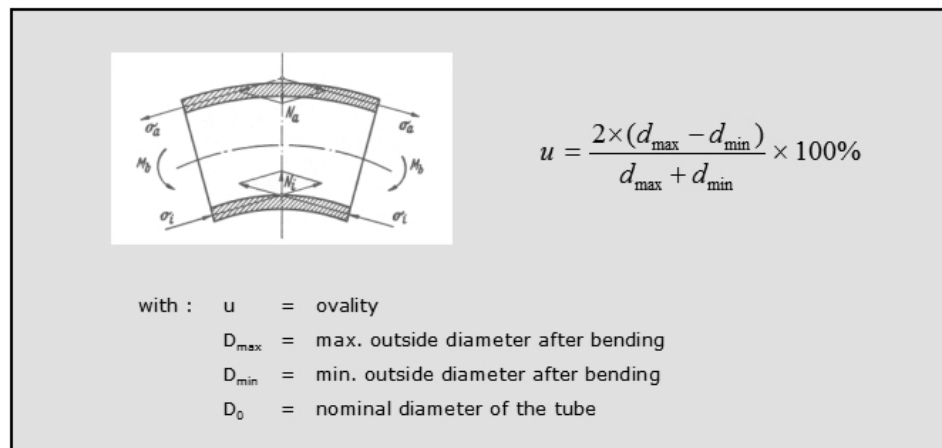
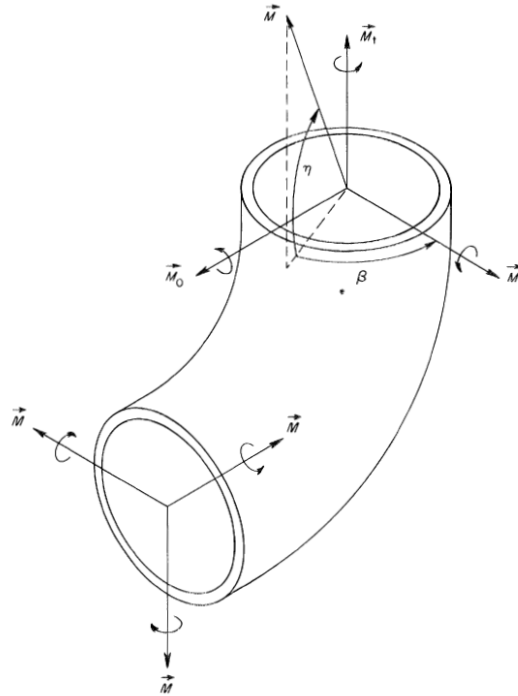


Figura 33 – Forças durante o processo de dobragem ^[13].

Actualmente aplica-se um processo de controlo de qualidade, e previsão antecipada para o caso da ovalização em tubagens. Este processo pode ser consultado no Anexo C, que foi cordialmente cedido pelo engenheiro coordenador da empresa Protubo para este trabalho. Ainda neste anexo, é mencionado um método de redução do parâmetro de ovalização através da utilização de grampos que impedem a deformação da secção radial circular do centro do tubo.

3.5 – Análise de tensões

Geralmente, os momentos aplicados sobre o toróide num sistema consistem em momentos de dobragem no plano de curvatura M_i , momentos de dobragem fora do plano de curvatura M_o e momentos de torção M_t . Para cada uma destas condições de carregamento a distribuição de tensões é diferente. Em particular, os valores máximos irão ter magnitudes diferentes e ficarão localizados em posições diferentes, tal como se pode verificar no Anexo B, que explica a análise efectuada por Rodabaugh e George em 1956. Pode verificar-se também que, para carregamentos combinados, a tensão máxima pode estar localizada numa posição diferente, e geralmente tem um valor máximo superior que a soma dos valores máximos individuais. Para efeitos de projecto é vantajoso determinar a tensão máxima para cada estado de carregamento, e representar cada valor de uma forma conveniente, uma vez que tanto a norma Section III como a ANSI B31.7 utilizam o critério da máxima tensão (condição de Tresca) para especificar as tensões admissíveis de projecto. Esta condição é utilizada como base para o desenvolvimento dos índices de tensão para aplicações em projectos gerais.


 Figura 34 – Momentos aplicados a uma curva de perfil circular ^[16].

De acordo com o critério de Tresca, a deformação multiaxial ocorre quando o valor absoluto da tensão máxima de corte duplica, ou quando a intensidade de tensão S , tal como é definida nos códigos de tubagens, excede a tensão de deformação resultante num dos eixos uniaxiais. Para uma certa posição da componente, a intensidade de tensão atinge o seu valor máximo $S_{\text{máx}}$, que para o caso em estudo dependerá dos parâmetros dimensionais da curva λ , Ψ , γ . Para além disso, se o momento de dobragem máximo for representado como um vector \vec{M} , com componentes vectoriais \vec{M}_i , \vec{M}_o , e \vec{M}_t tal como demonstrado na figura 34, então, para uma certa magnitude $|\vec{M}|$ deverá existir componentes angulares para o vector $\vec{M}(\eta, \beta)$, o que originará o maior valor para a intensidade de tensão. Estas componentes, para momentos de carregamento combinados, impõem que a $S_{\text{máx}}$ também dependa dos parâmetros adicionais angulares η e β .

Contudo, \bar{S} será o maior valor das intensidades de tensão $S_{\text{máx}}$, correspondendo a todos os momentos vectoriais com magnitudes fixas:

$$\bar{S}(\lambda, \psi, \gamma) = S_{\text{máx}}(\lambda, \psi, \gamma, \eta, \beta) \quad (3.4)$$

Por outras palavras, para uma dada curva com qualquer das combinações de carregamento, no plano de dobragem, fora do plano de dobragem ou mesmo momentos de torção, em que o somatório dos vectores $|\vec{M}|$ é fixado, \bar{S} será o valor máximo da intensidade de tensão. Quantitativamente, \bar{S} providencia uma variável conveniente e conservativa para utilização e desenvolvimento dos índices de tensão. Continuando com o formato dos códigos de tubagens e o desejo de simplificar, definiu-se o índice de tensão como o rácio de $\bar{S}(\lambda, \Psi, \gamma)$ com a tensão máxima de dobragem num tubo:

$$C(\lambda, \psi, \gamma) = \frac{\bar{S}(\lambda, \psi, \gamma)}{M/Z}, \quad (3.5)$$

onde Z é o modulo de secção, $M = |\vec{M}|$ é a magnitude do vector momento resultante,

$$M = \sqrt{M_i^2 + M_o^2 + M_t^2}. \quad (3.6)$$

No seguimento deste desenvolvimento, a magnitude de M é definida como sendo igual ao modulo de secção, sendo que,

$$M/Z = 1, \quad (3.7)$$

$$C(\lambda, \psi, \gamma) = \bar{S}(\lambda, \psi, \gamma), \quad (3.8)$$

e a magnitude das componentes individuais do momento resultante são:

$$\begin{aligned} M_i &= Z \cdot \cos \eta \cdot \cos \beta, \\ M_o &= Z \cdot \cos \eta \cdot \sin \beta, \\ M_t &= Z \cdot \sin \eta. \end{aligned} \quad (3.9)$$

As tensões produzidas num elemento arbitrário de uma curva através das combinações de carregamento mencionadas, tal como demonstrado na figura 35, são:

$$\sigma_\ell = \frac{M_i}{Z} \sigma_\ell^i + \frac{M_o}{Z} \sigma_\ell^o, \quad (3.10)$$

$$\sigma_e = \frac{M_i}{Z} \sigma_e^i + \frac{M_o}{Z} \sigma_e^o, \quad (3.10)$$

$$\tau = \frac{M_t r}{J} = \frac{M_t}{2Z},$$

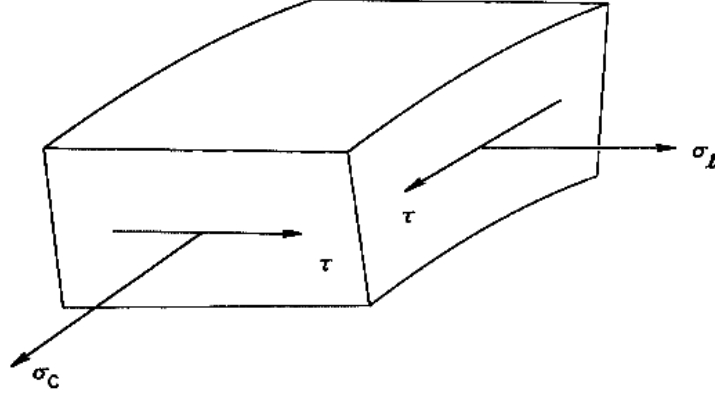


Figura 35 – Estado de tensão num elemento diferencial de um tubo curvo ^[16].

onde os índices l, e denotam a direcção longitudinal e circunferencial respectivamente, τ é a tensão de corte e $\sigma_l^i, \sigma_e^i, \sigma_l^o$, e σ_e^o são as tensões normalizadas na curva devido ao carregamento no plano e fora do plano. O factor M/Z corresponde à máxima tensão de dobragem devido a um momento de carga M , num segmento de tubo recto com o mesmo modulo de secção, Z , que a curva (ver equações A-13 e A-16 do Anexo B).

As tensões normais principais (circulo de Mohr), para o estado de tensão indicado na figura 35 são:

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= \frac{1}{2}(\sigma_l + \sigma_c) + \sqrt{\frac{1}{4}(\sigma_l - \sigma_c)^2 + \tau^2}, \\ \sigma_2 &= \frac{1}{2}(\sigma_l + \sigma_c) - \sqrt{\frac{1}{4}(\sigma_l - \sigma_c)^2 + \tau^2}, \\ \sigma_3 &= 0. \end{aligned} \quad (3.11)$$

Uma vez que a intensidade de tensão S é duas vezes a máxima tensão de corte, S será o máximo das três tensões principais (raio do circulo de Mohr), logo:

$$S_1 = |\sigma_1 - \sigma_2| = \sqrt{(\sigma_l - \sigma_c)^2 + 4\tau^2}, \quad (3.12)$$

$$S_2 = |\sigma_1 - \sigma_3| = \frac{1}{2} |(\sigma_l + \sigma_c) + S_1|, \quad (3.12)$$

$$S_3 = |\sigma_2 - \sigma_3| = \frac{1}{2} |(\sigma_l + \sigma_c) - S_1|.$$

Este problema, para uma dada curva, em que é fixado λ, Ψ, γ , permite determinar o máximo de S_1 , S_2 e S_3 , para todas as posições angulares do momento vectorial $\vec{M}(\eta, \beta)$.

Considerando primeiro a equação para S_1 , após substituir a equação (3.9) e (3.10) na primeira das equações (3.12):

$$S_1 = \sqrt{(A \cos \beta + B \sin \beta)^2 \cos^2 \eta + \sin^2 \eta}, \quad (3.13)$$

onde:

$$A = \sigma_{\ell}^i - \sigma_e^i, \quad (3.14)$$

$$B = \sigma_{\ell}^o - \sigma_e^o.$$

É possível determinar os valores estacionários de β e η , calculando as derivadas parciais de S_1^2 em ordem a β e η respectivamente, e igualando-as a zero. Deste modo:

$$(A \sin \beta - B \cos \beta)(A \cos \beta + B \sin \beta) \cos^2 \eta = 0, \quad (3.15)$$

$$\left[1 - (A \cos \beta + B \sin \beta)^2 \right] \sin \beta \cos \beta = 0.$$

A solução para as equações (3.15) tem um máximo em $\eta=90^\circ$ para $S_1=1$, ou um máximo para $\eta=0$ e $\beta = \arctan\left(\frac{B}{A}\right)$ para:

$$S_1 = \sqrt{A^2 + B^2}. \quad (3.16)$$

Para determinar o máximo de S_2 e S_3 o processo é análogo, mas algo mais complexo. As deduções efectuadas podem ser consultadas no Anexo D.

$$S_2 = \sqrt{\left(\sigma_l^i\right)^2 + \left(\sigma_l^o\right)^2} \quad (3.17)$$

$$S_3 = \sqrt{\left(\sigma_c^i\right)^2 + \left(\sigma_c^o\right)^2} \quad (3.18)$$

O critério de Tresca, sendo de aplicação muito simples e levando um dimensionamento com factor de segurança adequado, é o mais utilizado em engenharia industrial, particularmente tubagens. No entanto, o critério de Von Mises permite mais economia de material.

No presente estudo, o programa utilizado apresenta os resultados com base no critério de Von Mises, sendo esse o motivo da não aplicação do critério de Tresca.

4. Estrutura a estudar – Modelação numérica

Este capítulo exemplifica a estrutura a estudar, um tubo curvo, na forma de modelação numérica, contendo nele uma análise estrutural efectuada para aquisição de alguns valores do parâmetro ovalização, de forma a relacionar resultados práticos com resultados experimentais.

4.1 – Definição do modelo

Tal como já se mencionou, a estrutura a estudar é um tubo curvo (figura 1), que foi posteriormente modelado num programa CAD – SolidWorks.

Da modelação numérica, é de salientar que, devido ao programa utilizado, não foi possível a obtenção de um tubo curvo igual ao tubo prático, ou seja, não foi possível efectuar a modelação de um tubo curvo, fabricado através de dobragem pelo que o exemplo não contém qualquer parâmetro de ovalização. Existem no mercado curvas sem qualquer ovalização uma vez que são fabricadas por fundição.

Apesar desta diferença, o ensaio a realizar sobre a estrutura representada na figura 36 irá permitir a obtenção de algumas medidas de ovalização, utilizadas para futuras comparações, visto que se irá submeter a estrutura a um carregamento radial.

As medidas estruturais da modelação podem ser consultadas na figura seguinte.

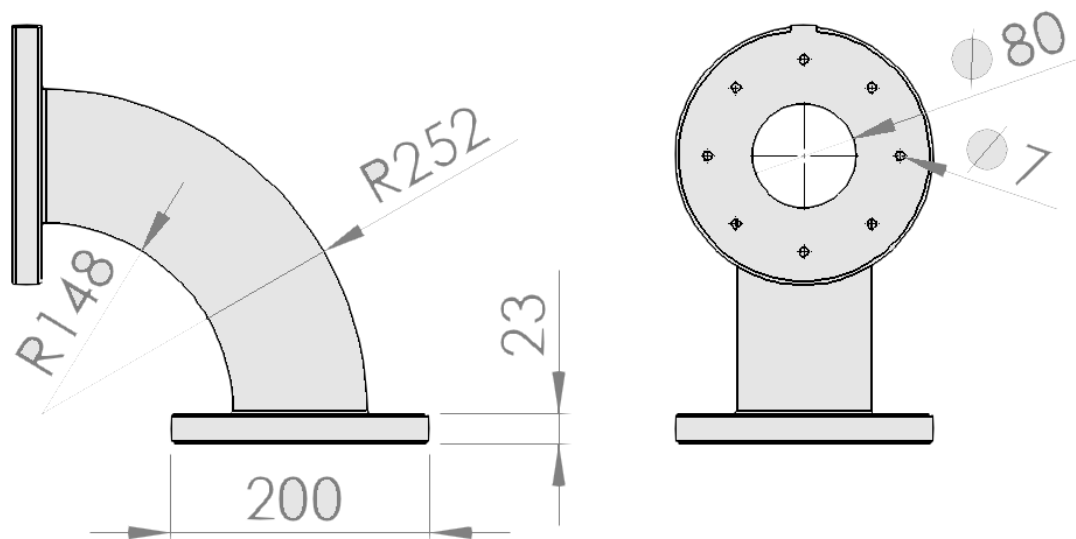


Figura 36 – Dimensões mais significantes da estrutura a modelar.

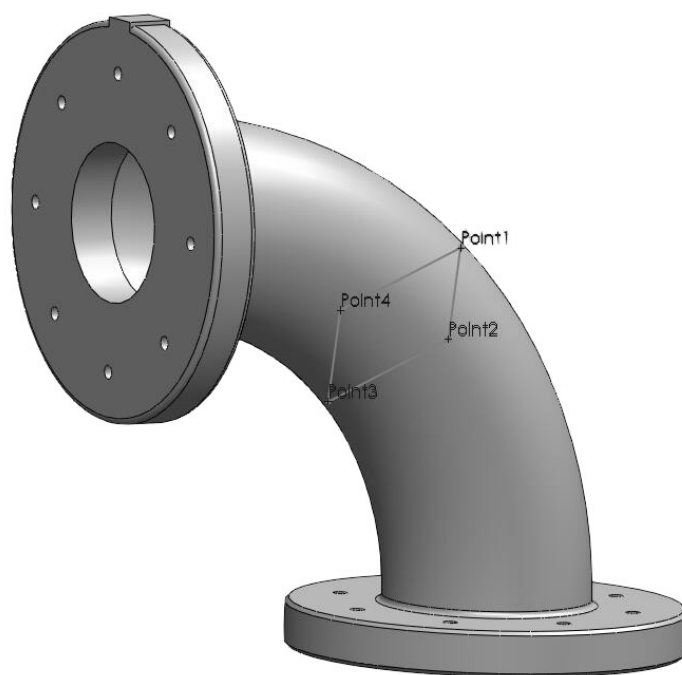


Figura 37 – Modelação CAD do tubo curvo.

4.2 – Discretização em MEF

O objectivo da marcação dos pontos 1, 2, 3 e 4 é a obtenção do deslocamento radial em cada um dos pontos aquando a aplicação do carregamento axial.

Para obter a localização exacta de cada um dos pontos, discretizou-se o modelo com malha, tridimensional triangular (Anexo E).

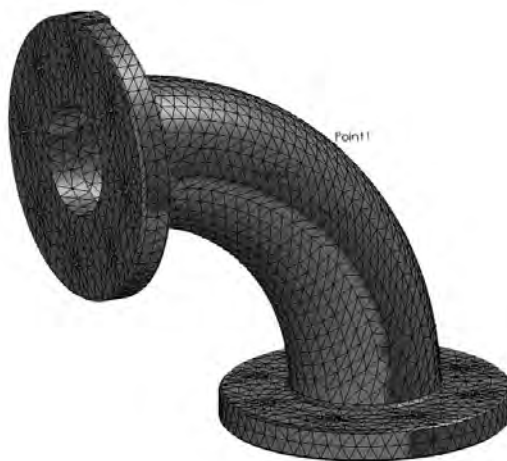


Figura 38 – Discretização em elementos finitos triangulares.

A localização de cada ponto é importante para o conhecimento do estado de ovalização do modelo, uma vez que a metodologia de cálculo a utilizar se baseia no deslocamento radial da curva.

O processo a seguir é o seguinte:

- Conhecer a localização de cada ponto
- Conhecer o deslocamento de cada ponto após a aplicação da carga
- Efectuar o cálculo do diâmetro máximo e mínimo
- Calcular o percentual de ovalização resultante.

Ponto	Posição em X	Posição em Y	Posição em Z
1	178,19	178,19	0
2	141,42	141,42	52
3	104,65	104,65	0
4	141,42	141,42	-52

Tabela 2 – Localização dos pontos de medição [mm].

4.3 – Análise estrutural

De forma a limitar o carregamento sobre a estrutura e estudar, apenas em domínio elástico, foi imposta a condição de que a tensão de Von Mises não excedesse 200MPa. Assim sendo, considerou-se a aplicação de uma carga de 5KN, que causa uma tensão de Von Mises máxima de 168,7MPa. O deslocamento máximo causado na estrutura, como se pode verificar no anexo E, é de 1,10208mm.

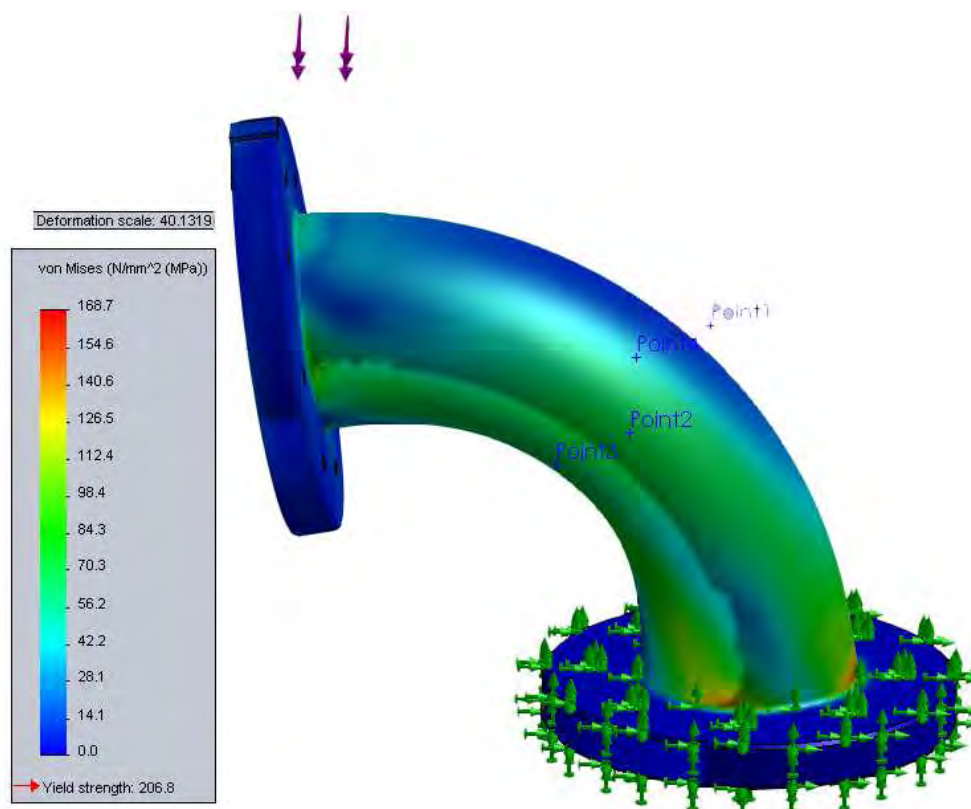


Figura 39 – Resultado de Von Mises, com aplicação de 5KN de força.

Tal como se pode observar na figura da deformada, o carregamento causou alguma deformação radial no centro da curva, que inicialmente, tal como foi mencionado, não continha qualquer ovalização. Prossegue-se então com o deslocamento de cada ponto, retirado através dos gráficos da deformada (displacement), analisando o elemento sobre o qual se encontram os pontos e retirando o seu deslocamento resultante. Deste modo, é possível verificar o percentual de ovalização causado através do carregamento.

Ponto	Deslocamento em X	Deslocamento em Y	Deslocamento em Z
1	-3,75E-01	-1,17E-01	6,77E-05
2	-1,86E-01	-1,07E-01	2,66E-01
3	1,07E-01	-3,92E-03	-3,74E-04
4	-1,86E-01	-1,07E-01	-2,66E-01

Tabela 3 – Deslocamento de cada ponto após a aplicação de uma carga de 5KN [mm].

Uma vez que a tabela apenas contém os deslocamentos, continuam então a ser desconhecidas as posições finais de cada ponto, pelo que se terá de adicionar a posição inicial de cada ponto ao deslocamento do mesmo.

Ponto	Posição final em X	Posição final em Y	Posição final em Z
1	177,81	178,07	6,77E-05
2	141,23	141,31	52,26
3	104,76	104,65	-3,74E-04
4	141,24	141,31	-52,26

Tabela 4 – Posição final dos pontos de medição [mm].

Para saber o diâmetro mínimo e o diâmetro máximo é calculada a distância entre os pontos 1 e 3 e a distância entre os pontos 2 e 4.

$$D_{13} = D_{\min} = \sqrt{(X_1 - X_3)^2 + (Y_1 - Y_3)^2 + (Z_1 - Z_3)^2}, \quad (4.1)$$

$$D_{24} = D_{\max} = \sqrt{(X_2 - X_4)^2 + (Y_2 - Y_4)^2 + (Z_2 - Z_4)^2}.$$

Logo, $D_{\max} = 104,54$ e $D_{\min} = 103,57$.

Numa aplicação prática, um tubo curvo inserido num sistema de transporte de um oleoduto, ou numa outra aplicação com tubagens, a curva é inevitavelmente solicitada, o que provoca de certa forma alguma deformação, quer externa quer interna. Devido a este facto, ambos os valores determinados anteriormente através de modelação numérica, servirão para futura comparação com valores práticos, de modo a quantificar o parâmetro de deslocamento, ou ovalização, ocorrido num tubo curvo quando solicitado por uma carga externa.

De modo a complementar o estudo assente na modelação numérica, e perceber de um modo geral a distribuição de tensões e deformações na curva, ao longo da circunferência central, traçaram-se gráficos dos seus estados.

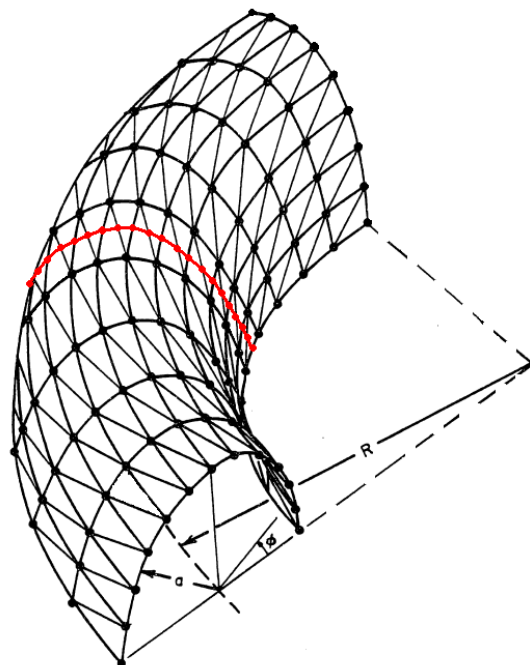


Figura 40 – Localização da medição dos pontos de tensão e deslocamento radial.

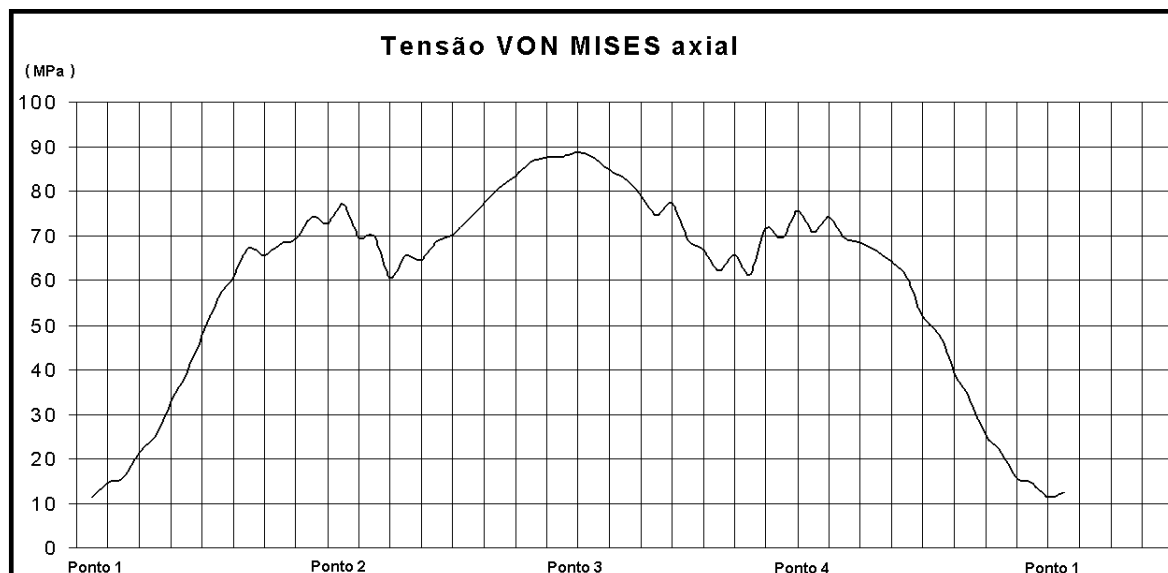


Figura 41 – Distribuição de tensões correspondentes ao carregamento de 5KN, em torno da circunferência central da curva.

O local com menor tensão de Von Mises é o Ponto 1, que corresponde ao extrados, uma vez que, tal como mencionado no subcapítulo 3.4, este ponto, ao ser traccionado tem espaço para percorrer pelo que não gera grandes campos de tensão. Em contra partida, o intrados (Ponto 3), sobre o qual actua a máxima tensão de Von Mises, é submetido à compressão pelo que provoca, em alguns casos, o enrugamento interior da curva. Neste ponto o deslocamento resultante é perto do mínimo provocado pela carga, como se pode observar na figura 41.

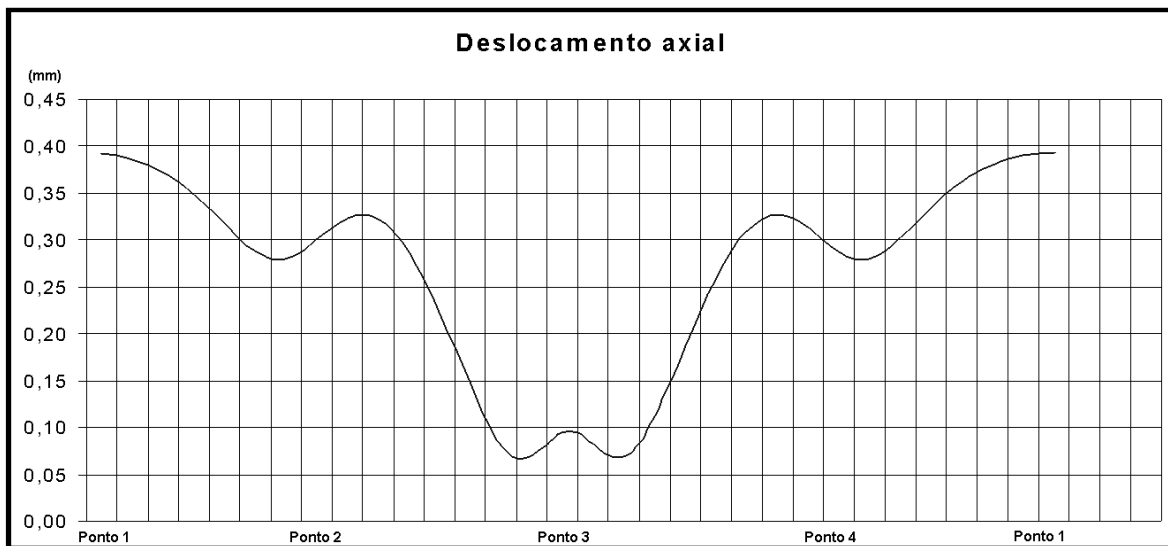


Figura 42 – Distribuição de deslocamentos correspondentes ao carregamento de 5KN, em torno da circunferência central da curva.

É interessante observar que o ponto sujeito à mínima tensão de Von Mises, e também o ponto com o deslocamento mais elevado.

Para uma observação mais precisa e cuidadosa sobre a distribuição de tensões e deslocamentos, sujeitos ao mesmo carregamento, traçou-se um gráfico sobreposto dos dois efeitos, do qual se pode observar que, apenas nas laterais, o aumento da tensão facilita também o aumento do deslocamento (figura 42).

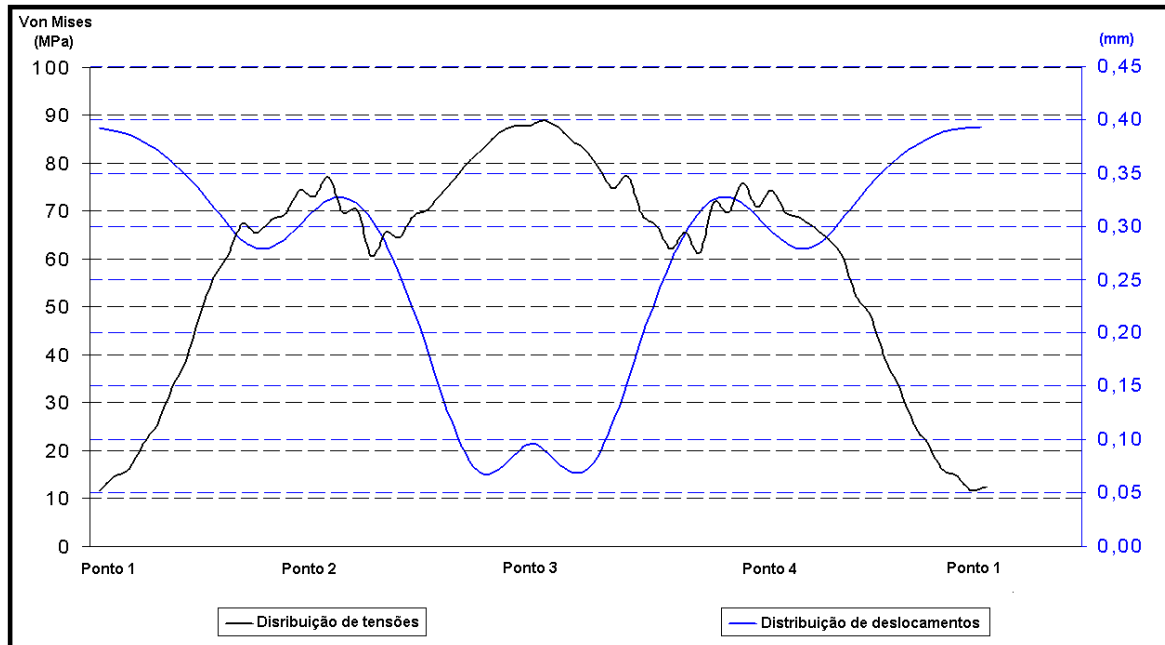


Figura 43 – Tensão Von Mises – Deslocamento resultante do carregamento de 5KN, em torno da circunferência central da curva

Por curiosidade decidiu-se efectuar um estudo impondo um carregamento ao tubo, mas desta vez de modo a abrir a curva, só para verificar o estado de tensão e deslocamento em torno da circunferência central da curva. Através deste, foi possível observar que tanto a distribuição de tensões no contorno da curva, como os deslocamentos causados pelo carregamento, apesar de valores algo diferentes, encontram-se dispostos de forma semelhante.

Ainda sobre o mesmo segmento tubular curvo, de modo a analisar a tendência da distribuição de tensões, efectuaram-se diferentes carregamentos, até que a estrutura atingisse a plasticidade em torno da circunferência central. Verificou-se que ao longo dos carregamentos o aumento de tensões é gradual, e após a plasticidade os seus valores evoluem em maior quantidade.

5. Caso de estudo prático

Este capítulo realça a essência prática do estudo, referindo a maquinaria e adaptações efectuadas. Efectua-se também uma explicação do método de aquisição dos dados.

5.1 – Introdução

No início deste estudo efectuou-se uma pesquisa para conhecimento geral do/dos métodos de quantificação do parâmetro de ovalização num tubo curvo, no entanto, parte desses métodos incidiam em parâmetros que visavam a avaliação da estrutura para fins de auditorias e controlo de qualidade.

Neste estudo, o proposto pelo Prof. Dr. Francisco J. M. Queirós de Melo, foi precisamente a avaliação da estrutura quando submetida a esforços externos, uma vez que esta, depois de empregue num caso pratico real, é muitas vezes solicitada axialmente e internamente, devido tanto a cedências do material como a transferências de líquido/gás/sólidos no seu interior.

Devido à complexidade do estudo e dos meios existentes para análise deste género de casos, optou-se por submeter a estrutura unicamente a carregamentos axiais sob o plano de curvatura, uma vez que este procedimento já irá permitir o conhecimento do comportamento do provete e antever outros resultados em estruturas análogas a esta.

Para medição dos deslocamentos radiais recorreu-se ao fabrico de uma peça a adaptar no tubo curvo, de modo a que os deslocamentos medidos fossem exactamente em locais opostos.

5.2 – Resumo do método a utilizar

5.2.1 – Mecanismo utilizado

Este estudo funcional combina carregamentos de flexão com aquisição de valores de deslocamento radial em diferentes pontos, e tem como finalidade a verificação da precisão obtida através da modelação numérica, e o conhecimento do comportamento axial da curva quando submetida a esforços externos.

O mecanismo utilizado para submeter o provete ao carregamento foi uma máquina de ensaios universal, a SHIMADZU™ AG-50KNG, existente no laboratório de Tecnologia Mecânica do Departamento de Engenharia Mecânica (Figura 43).



Figura 44 – Máquina de ensaios universal SHIMADZU AG-50KNG.

Para a aquisição dos valores de deslocamento radial foram utilizados dois comparadores de medição sensível adaptados à peça ilustrada na figura seguinte que foi preparada com atenção à aplicação em causa.

5.2.2 – Descrição da peça criada

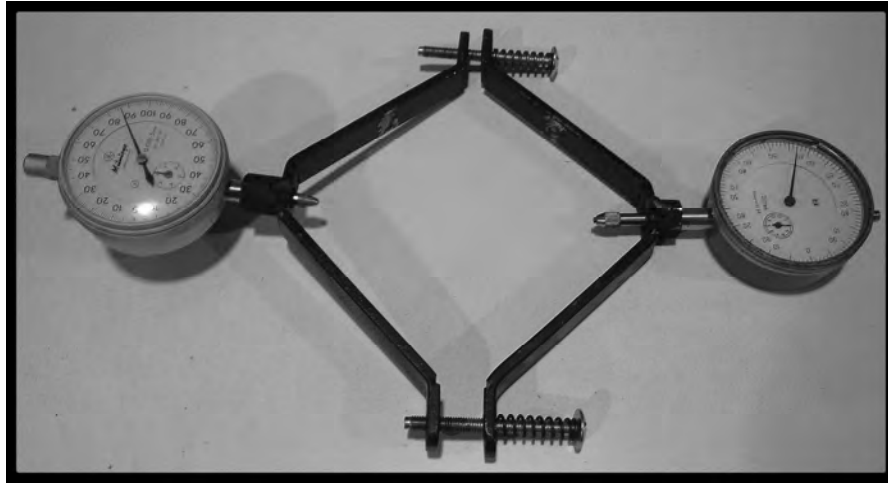


Figura 45 – Peça para medição da ovalização.

A aquisição de valores de deslocamento radial em tubos circulares curvos é uma tarefa difícil quando estes se encontram empregues numa tubagem industrial, pelo que a peça criada poderá tornar-se de enorme importância para controlo de qualidade e revisão do estado geral do perfil.

A peça ilustrada foi elaborada em barra de aço carbono, e moldada em duas metades iguais de modo a ser adaptada ao provete em estudo.

Através desta peça, a medição do deslocamento radial do tubo é simétrica, e deste modo é possível a obtenção do diâmetro máximo, e do diâmetro mínimo, de uma forma mais precisa.

Inicialmente pensou-se numa peça parecida, mas com secção circular, de modo a que esta estivesse sempre em contacto com o tubo. No entanto, após algumas considerações, chegou-se à conclusão que a mesma poderia causar alguma obstrução ao livre deslocamento do provete, logo, considerou-se criar uma estrutura que apenas apoiasse nos pontos de medição, mas que mesmo assim tivesse algum movimento livre. Adicionaram-se então duas molas aos pernos roscados que fixam ambas as metades, uma vez que esta peça apenas contém furos roscados numa das partes, e a outra move-se livremente sobre o perno colocado.

5.3 – Análise de resultados

O ensaio consistiu na aplicação de uma carga de 5kN, de modo a que apenas fosse avaliado o comportamento em regime elástico. Através do gráfico de tensão-deformação é possível observar que a deformação máxima é de 1,2mm.

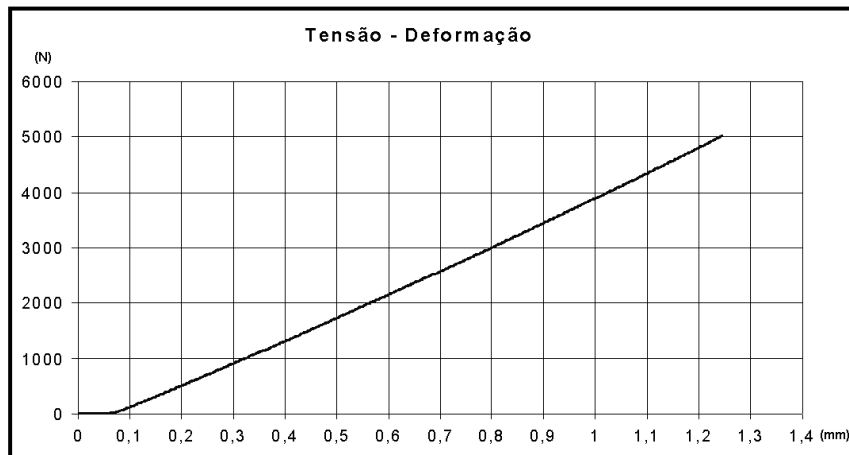


Figura 46 – Resultado do ensaio de Carga – Deformação.

Seguidamente aplicaram-se os comparadores na peça criada e prosseguiu-se com a medição dos deslocamentos axiais, conforme ilustrado na figura seguinte.



Figura 47 – Medição dos deslocamentos axiais.

Utilizando a mesma metodologia de marcação dos pontos, ou seja, a ilustrada na figura 36, registaram-se os seguintes deslocamentos:

	PONTO 1	PONTO 2	PONTO 3	PONTO 4
DESLOCAMENTOS (mm)	0,03	0,19	0,18	0,18

Tabela 5 – Valores de deslocamento radial do ensaio prático.

Note-se que o deslocamento não tem o mesmo sentido em todos os pontos, logo, para determinar o D_{\min} terá que se retirar o valor do deslocamento do ponto 1 e do ponto 3 ao diâmetro nominal da curva, enquanto para a determinação de D_{\max} adiciona-se o valor dos deslocamentos dos pontos 2 e 4 (Figura 47).

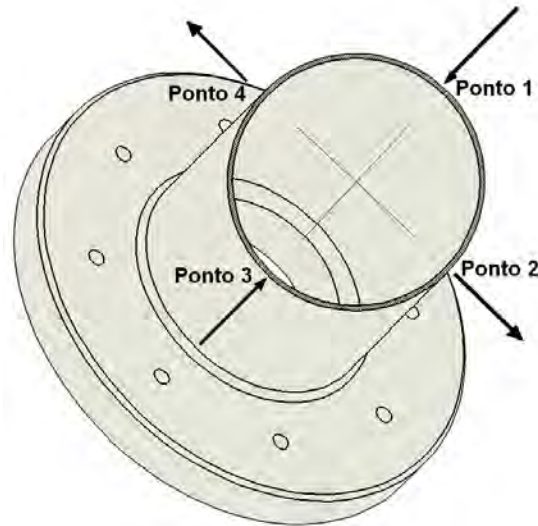


Figura 48 – Sentido dos deslocamentos em cada ponto.

$$D_{13} = D_{\min} = D_{\text{nominal}} - (\Delta_1 + \Delta_3)$$

$$D_{24} = D_{\max} = D_{\text{nominal}} + (\Delta_2 + \Delta_4)$$

Sendo que o D_{nominal} é de 104mm, o $D_{\min}=103,79\text{mm}$ e o $D_{\max}=104,37\text{mm}$.

6. Discussão de resultados

Este capítulo sintetiza resultados do estudo realizado, explicando detalhadamente cada resultado obtido e o seu significado. Inclusive, efectuou-se uma comparação entre os diferentes métodos utilizados e as suas respectivas conclusões.

6.1 – Resultados obtidos através da modelação numérica

Através dos resultados obtidos por simulação numérica, pode concluir-se que tanto o ponto 2 como o ponto 4 estão sujeitos à mesma tensão de Von Mises e deformam-se em igual quantidade.

Tensão de Von Mises	Deslocamento
75,7MPa	0,27mm

Tabela 6 – Resultados do Ponto 2 e do Ponto 4

O extrados da curva (ponto 1) é o local com o deslocamento mais elevado, mas por sua vez é o ponto em que o campo de tensões é menor. Este ponto reduz a sua espessura consideravelmente, sempre que solicitado, podendo atingir o colapso, pelo que requer uma revisão cuidada.

Tensão de Von Mises	Deslocamento
11,5MPa	0,36mm

Tabela 7 – Resultados do Ponto 1.

O intrados da curva (ponto 3) é o local mais complicado de analisar, uma vez que, apesar de não ser o ponto em que o deslocamento é menor, contem fronteiras idênticas, quer em tensão, quer em deslocamento. Este é o ponto que requer especial atenção, uma vez que, caso a carga seja bastante elevada, poderá criar rugas internas e impedir a livre circulação do produto no seu interior.

Tensão de Von Mises	Deslocamento
88,9MPa	0,07mm

Tabela 8 – Resultados do Ponto 3.

Resumindo os deslocamentos em termos gerais:

	Deslocamento
Ponto 1 – Ponto 3	0,43mm
Ponto 2 – Ponto 4	0,54mm

Tabela 9 – Deslocamentos da modelação numérica.

O deslocamento máximo, obtido na totalidade da estrutura, é de 1,102mm.

6.2 – Resultados experimentais

Através dos resultados do ensaio experimental pode observar-se que o deslocamento máximo ocorrido na curva foi de cerca de 1,2mm. Apesar do deslocamento na recta de tensão-deformação ser um pouco superior, há que subtrair o deslocamento inicial, uma vez que este representa o deslocamento que o travessão de carga teve antes de iniciar verdadeiramente a carga.

Quanto à medição dos deslocamentos axiais, consumada através dos comparadores, apresenta-se a seguinte tabela:

	Deslocamento
Ponto 1 – Ponto 3	0,21mm
Ponto 2 – Ponto 4	0,37mm

Tabela 10 – Deslocamentos experimentais.

Estes deslocamentos, uma vez que representam valores obtidos através de ensaios práticos e, para piorar a situação, de ordens de grandeza muito baixas, contêm erros de medição e possíveis cedências do material de fixação, logo, para futuras comparações com valores de modelação numérica, esse factor tem que ser levado em linha de conta.

6.3 – Comparação de resultados

Através dos resultados do deslocamento máximo obtido na estrutura, retirados tanto da modelação numérica como a partir de ensaios experimentais, pode-se observar que a discrepância não é muito acentuada, uma vez que os resultados de modelação numérica não levaram em linha de conta possíveis erros de medição. Esta diferença poder-se-à dado devido à deformação da estrutura de suporte da curva juntamente com a deformação do travessão de carga.

Os resultados provenientes do ensaio prático respectivamente aos deslocamentos axiais, em parte devido à sua ordem de grandeza, diferiram um pouco comparativamente aos da modelação numérica. Estes resultados justificam-se pelo incorrecto funcionamento dos comparadores de medição utilizados, uma vez que, não deslizaram

correctamente em todos os ensaios realizados, logo, parte dessa diferença é resultado do seu incorrecto funcionamento.

No entanto, analisando a diferença entre ambos os deslocamentos, Ponto 1 – Ponto 3 e Ponto 2 – Ponto 4, em ambas as situações, modelação numérica e ensaios práticos, conclui-se que a sua discrepância é aceitável.

Modelação numérica: $0,54 - 0,43 = 0,11$

Ensaio prático: $0,37 - 0,21 = 0,16$

Estes dois valores, apesar de não representarem absolutamente nada fisicamente, justificam que a diferença existente entre os deslocamentos da modelação numérica e do ensaio prático tenham resultado de erros provenientes dos comparadores de medição.

Uma vez que, através do estudo executado até este ponto, são tomados os resultados numéricos como aceitáveis para o caso em estudo, procedeu-se a um teste sobre a mesma modelação numérica, de modo a analisar a tendência da distribuição de tensões. Efectuaram-se diferentes carregamentos, até que a estrutura atingisse a plasticidade em torno da circunferência central (12KN).

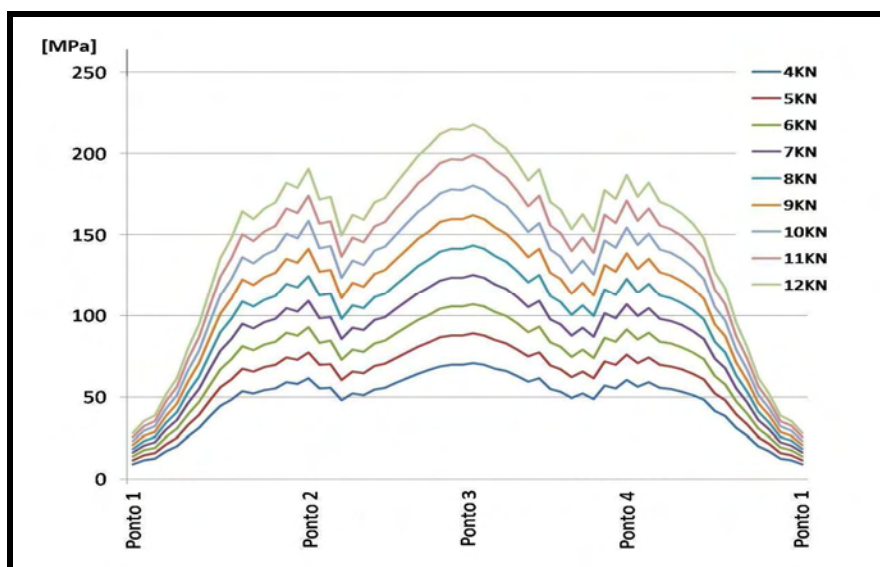


Figura 49 – Tendência da distribuição de tensões ao longo dos carregamentos.

Verificou-se que, ao longo dos carregamentos o aumento de tensões é gradual, e após a plasticidade os seus valores evoluem em maior quantidade, tal como se pode verificar no Anexo F.

7. Considerações finais

Este capítulo remata com todas as abordagens, pesquisas e considerações efectuadas, sugerindo algumas possibilidades de trabalhos e investigações futuras.

7.1 – Conclusões

Nesta investigação pretendeu pôr-se em evidência o comportamento particular das secções transversais de perfis tubulares de secção circular fina e submetidos à flexão no plano de curvatura. Ainda que a análise numérica e experimental de tal comportamento tenha sido efectuada, admitindo apenas comportamento linear elástico, foi possível caracterizar as regiões onde o estado de tensão pode convergir para um limite de acordo um critério de cedência.

O proposto inicialmente foi a medição de deslocamentos axiais em torno da circunferência central num tubo curvo através de extensometria. No entanto, devido ao tipo de ensaio ser um pouco dispendioso, optou-se pelo estudo e execução de uma peça, capaz de suportar comparadores, de forma a realizar a medição de valores de deslocamento radial para caracterizar o estado de ovalização na curva quando solicitada axialmente sob o plano de curvatura.

A peça elaborada demonstrou estar de acordo com os resultados obtidos através da simulação numérica em MEF, pelo que se podem tomar os valores da distribuição de tensões axiais em torno do perímetro central da curva como aceitáveis para análise. Assim sendo, conclui-se que os pontos sobre os quais actuam as tensões de Von Mises máxima e mínima são respectivamente o intrados e extrados da curva.

Conclui-se também que, enquanto em domínio elástico o aumento de tensões é gradual, e após a plasticidade os seus valores evoluem em maior quantidade.

7.2 – Sugestões para trabalhos futuros

O trabalho desenvolvido nesta dissertação pode ser visto como uma compilação de metodologias de conformação plástica de perfis circulares, dando especial ênfase ao problema de ovalização como defeito de fabrico, bem como a distribuição de tensões e ovalização quando submetido a carregamentos externos.

Para o futuro fica em aberto um conjunto de estudos e desenvolvimentos, uma vez que a peça desenvolvida bem como o método utilizado submeteu-se apenas à aplicação para uma curva específica, não abrangendo de momento, nem apontando qualquer tendência de ovalizações previstas em carga.

Sugere-se portanto, uma avaliação, em várias curvas de diferentes diâmetros e espessuras, do estado de ovalização, de modo a traçar um gráfico, ou vários, caso seja possível, da sua tendência evolutiva. E porque não, averiguar em termos de quantificação a redução e aumento de espessura causados por processos de fabrico, no extrados e intrados de uma curva.

Referências

- [1] METÁLICA EMPRESAS – Protubo – www.metalica.com.br
(consulta efectuada a 15 de Agosto de 2009)
- [2] ZHIYONG LI (1996), “*Finite element analysis of behavior of U-shaped pipe under combined loading*”, Master’s Thesis, Industrial Systems Engineering, University of Regina.
- [3] FERREIRA, F. J. (1994), “*Análise de tensões e cálculo de factores de flexibilidade em perfis tubulares curvos de secção transversal rectangular de parede fina*”, Dissertação de mestrado, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.
- [4] TEIXEIRA-DIAS, F. (2001), “*Mecânica Computacional – Uma introdução aos métodos aproximados de engenharia*”, Universidade de Aveiro.
- [5] RIBEIRO, A. C. (2003), “*Curso de Tubulações Industriais*”, Faculdade de Engenharia Química de Lorena.
- [6] RADAR INDUSTRIAL – Protubo – www.radarindustrial.com.br
(consulta efectuada a 20 de Julho de 2009)
- [7] NASCHPITZ, L., TAVARES, C. R., HASHIMOTO N., “*Qualificação de curvamento de tubos API 5L X70 PSL 2 $\Phi 20 \times 0,625$ WT pelo processo de indução por alta-frequência. Obra: Gasoduto de Campinas Rio*”
- [8] BATISTA, G. Z. (2005), “*Curvamento por Indução de Tubo da Classe API 5L X80*”, Dissertação de mestrado, PUC – Rio de Janeiro.
- [9] FONSECA, E. M. M. (2004), “*Desenvolvimento de um elemento finito para análise de tensões em tubos curvos*”, Revista Ibero-americana de Ingeniería Mecânica, Vol.8, N.º1.
- [10] RODRIGUES, J., MARTINS, P., (2005), “*Tecnologia Mecânica: Tecnologia da Deformação Plástica, Vol. II – Aplicações Industriais*”, Escolar Editora, Lisboa-Portugal.

- [11] INES BENDING SYSTEMS, “*Basic Tube Bending Guide*”, www.hinesbending.com
- [12] VILHENA, J. N. R., “*Tecnologia Mecânica I*”, Apontamentos da disciplina de Tecnologia Mecânica I, Instituto Superior de Engenharia de Lisboa.
- [13] TRACTO-TECHNIK – <http://pipebending.tracto-technik.com>
(consulta efectuada a 10 de Agosto de 2009)
- [14] KALENBORN – “*La mejor protección antidesgaste en tuberías y componentes de instalaciones industriales*” – <http://www.kalenborn.de>
- [15] DAVIM, J. P. (2008) – Apontamentos da Disciplina de Tribologia, Universidade de Aveiro.
- [16] DODGE, W. G., MORE, S. E., (1972), “*Stress Indices And Flexibility Factors For Moment Loadings On Elbows And Curved Pipe*”, Oak Ridge National Laboratory, Union Carbide Corporation, Tennessee.
- [17] OMNI-X – <http://www.omni-x.cz>
(consulta efectuada a 10 de Agosto de 2009)
- [18] BEND TOOLING – www.bendtooling.com
(consulta efectuada a 10 de Agosto de 2009)
- [19] PROTUBO – www.protubo.com.br
(consulta efectuada a 5 de Agosto de 2009)
- [20] ALMEIDA, C. A. DE (1982), “*A simple new element for linear and nonlinear analysis of piping systems*”, Department of Mechanical Engineering, Massachusetts Institute of Technology.

Textos de apoio

VON KÁRMÁN, T. (1911), "*Über die Formänderung dünnwandiger Röhre, insbesondere federnder Ausgleichröhre*", Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure.

BANTLIN, A. (1910), "*Formänderung und Beanspruchung federnder Ausgleichröhre*", Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure.

SPENCE, J. (1972), "*An Upper Bound Analysis for the Deformation of Smooth Pipe Bends in Creep*", 2nd International Union of Theoretical and Applied Mechanics Symposium 'Creep in Structures', Berlin.

VIGNESS, I. (1943), "*Elastic Properties of Curved Tubes*".

GROSS, N. (1952), "*Experiments on Short-Radius Pipe Bends*", Proc. Institution of Mechanical Engineers.

GROSS, N. and H. FORD. (1952), "*The Flexibility of Short-Radius Pipe Bends*", Proc. Institution of Mechanical Engineers.

BARTHÉLEMY, J. (1947), "*Étude de la Déformation et des Tensions Internes des Tuyaux à Ligne Moyenne Planne, Soumis à des Efforts Extérieurs et à une Pression Interne*", Bulletin de L'association Technique Maritime.

KAFKA, P. G. and DUNN M. B. (1956), "*Stiffness of Curved Circular Tubes with Internal Pressure*", Journal of Applied Mechanics.

CLARK, R. A., T. I. GILROY and E. REISSNER (1952), "*Stresses and Deformations of Toroidal Shells of Elliptical Cross Section*", Journal of Applied Mechanics.

RODABAUGH, E. C. and H. H. GEORGE (1957), "*Effect of Internal Pressure on Flexibility and Stress-Intensification Factors of Curved Pipe or Welding Elbows*".

DODGE, W. G. and S. E. MOORE (1972), "*Stress Indices and Flexibility Factors for Moment Loadings on Elbows and Curved Pipe*", Welding Research Council (WRC).

TURNER, C. E. and H. FORD. (1957), "*Examination of the Theories for Calculating the Stresses in Pipe Bends Subjected to In-Plane Bending*", Proc. Institution of Mechanical Engineers.

SMITH, R. T. (1967), "*Theoretical Analysis of the Stresses in Pipe Bends Subjected to Out-of-Plane Bending*", Journal of Mechanical Engineering Science.

TUEDA, M. (1936), "*Bourdon Tubes and Bending of Thin Curved Tubes*", Kyoto Imperial University.

REISSNER, E. (1949), "*On Bending of Curved Thin-Walled Tubes*", Proc. National Academy of Science, USA.

CLARK, R.A. and E. REISSNER. (1951), "*Bending of Curved Tubes*", Advanced Applied Mechanics.

CHENG, D. H. and H. J. THAILER. (1968), "*In-Plane Bending of Curved Circular Tubes*".

WHATHAM, J. F. (1978), "*In-Plane Bending of Flanged Pipe Elbows*", Trans. Metal Structures Conference.

WHATHAM, J. F. and J. J. THOMPSON. (1979), "*The Bending and Pressurizing of Pipe Bends with Flanged Tangents*", Nuclear Engineering and Design.

GREENSREET, W. L. (1978), "*Experimental Study of Plastic Responses of Pipe Elbows*".

HILSENKOPF, P., B. BONEH, and P. SOLLOGOUB (1988), "*Experimental Study of Behavior and Functional Capability of Ferritic Steel Elbows and Austenitic Stainless Steel Thin-Walled Elbows*", International Journal of Pressure Vessels and Piping.

SMITH, R. T. and H. FORD. (1967), "*Experiments on Pipe Lines and Pipe Bends Subjected to Three-Dimensional Loading*", Journal of Mechanical Engineering Science.

KUSSMAUL, K., H. DIEM, and D. BLIND (1987), "*Investigations of the Plastic Behaviour of Pipe Bends*".

Anexos

Anexo A

Para explicar a metodologia de cálculo do factor de flexibilidade, criou-se um exemplo com base no MEF, exemplo esse que não será útil para análises futuras (tirando fabrico de tubos curvos por fundição), uma vez que a comparação foi efectuada entre uma curva sem ovalização, logo, considerando inexistentes todos os problemas que um método de dobragem ocasiona.

No entanto, apesar dessa consideração, foi possível a obtenção de um valor algo significativo, uma vez que a sua discrepância quando comparado com um estudo realizado em 2004 não é muito elevada. Segue-se o exemplo efectuado.

Considerando δ o ângulo de deslocamento, então:

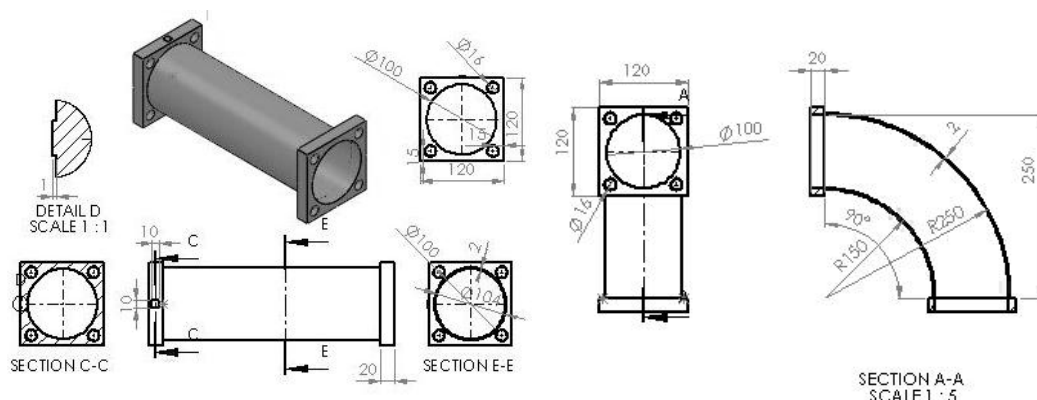
$\Rightarrow \delta_1$ – angulo de deslocamento do tubo recto

$\Rightarrow \delta_2$ – angulo de deslocamento do tubo curvo

Logo, o factor de flexibilidade é obtido através da seguinte expressão:

$$K_{\alpha} = \frac{\delta_2}{\delta_1}$$

Seguidamente apresentam-se as imagens do exemplo criado, um tubo recto e um tubo curvo de propriedades e material iguais, e a metodologia utilizada para a obtenção do resultado.



O material seleccionado para este exemplo, de modo a que os resultados não se afastem muito da realidade do estudo proposto, foi o aço AISI 304, do qual se apresentam as propriedades na figura seguinte.

Properties

Material properties

Model Type: Linear Elastic Isotropic

For sliding friction treat as: None

Units: SI ☐ N/mm² (MPa)

Category: Steel

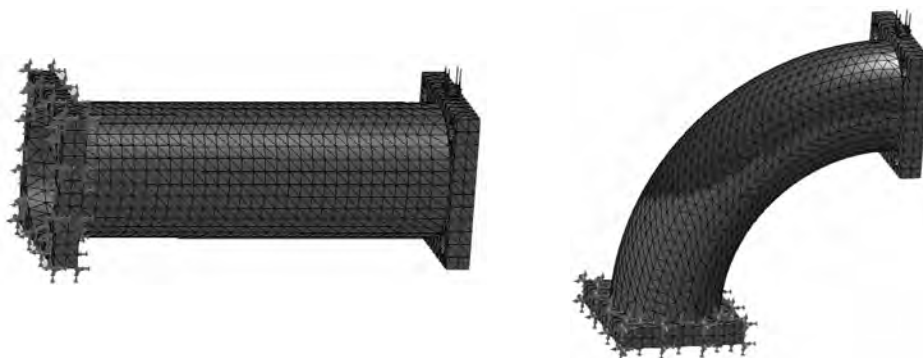
Name: AISI 304

Description:

Source:

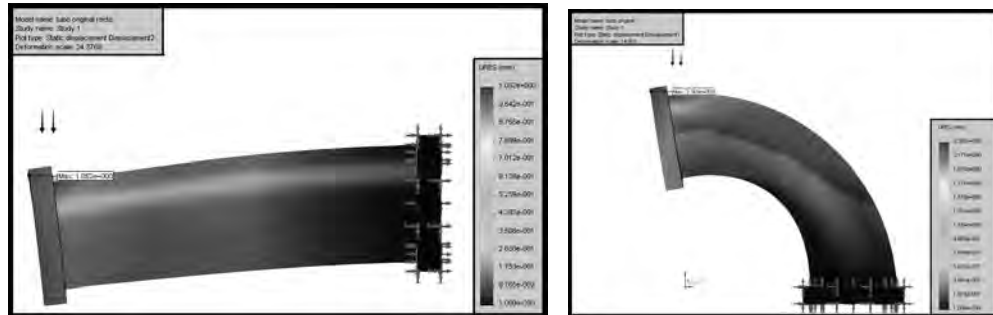
Default failure criterion: Max von Mises Stress

Property	Value	Units	Temp Dependency
Elastic modulus	1.9e+011	N/m ²	Constant
Poisson's ratio	0.29	NA	Constant
Shear modulus	7.5e+010	N/m ²	Constant
Mass density	8000	kg/m ³	Constant
Tensile strength	517017000	N/m ²	Constant
Compressive strength		N/m ²	Constant
Yield strength	206807000	N/m ²	Constant
Thermal expansion coefficient	1.8e-005	/Kelvin	Constant
Thermal conductivity	16	W/(m.K)	Constant
Specific heat	500	J/(kg.K)	Constant
Material damping ratio		NA	Constant

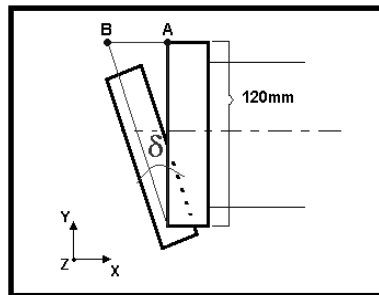


Adicionou-se a ambas as estruturas um ponto de aplicação da pressão, de 10mmx10mmx1mm, tal como se observou no desenho de definição.

Os resultados consultados para o cálculo foram os de “Static Displacement”, que correspondem ao deslocamento resultante, e os quais se podem observar na imagens da deformada de cada um.



Para a determinação do deslocamento angular, encontrou-se o deslocamento em “X” da deformada (AB) e, sabendo deste modo o cateto oposto e conhecendo o adjacente, através do $\text{Arctg}(\delta)$ determinou-se o ângulo.



Calculando K_α utilizando os deslocamentos obtidos através dos gráficos de displacement X (deslocamento em X da deformada):

$$\begin{array}{l} \text{Para o tubo curvo : } 0,704^\circ \\ \text{Para o tubo recto : } 0,2045^\circ \end{array} : K_\alpha = \frac{1,404}{0,2045} = 7,21$$

De acordo com o código ASME, o cálculo do factor de flexibilidade de forma aproximada, é obtido pela expressão seguinte:

$$K = \frac{1.65}{\frac{2}{h^3}} \quad (\text{tubos flangeados})$$

Onde \bar{h} é o parâmetro do tubo: $\bar{h} = \frac{hR}{r^2}$

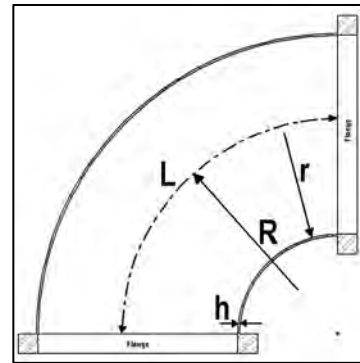
$$h = 2\text{mm}$$

$$R = 200\text{mm}$$

logo:

$$\bar{h} = \frac{2 \times 200}{50^2} = 0,16$$

$$r^2 = 50\text{mm}$$



Utilizando os resultados de um estudo efectuado em 2004, intitulado Desenvolvimento de um elemento finito para análise de tensões em tubos curvos:

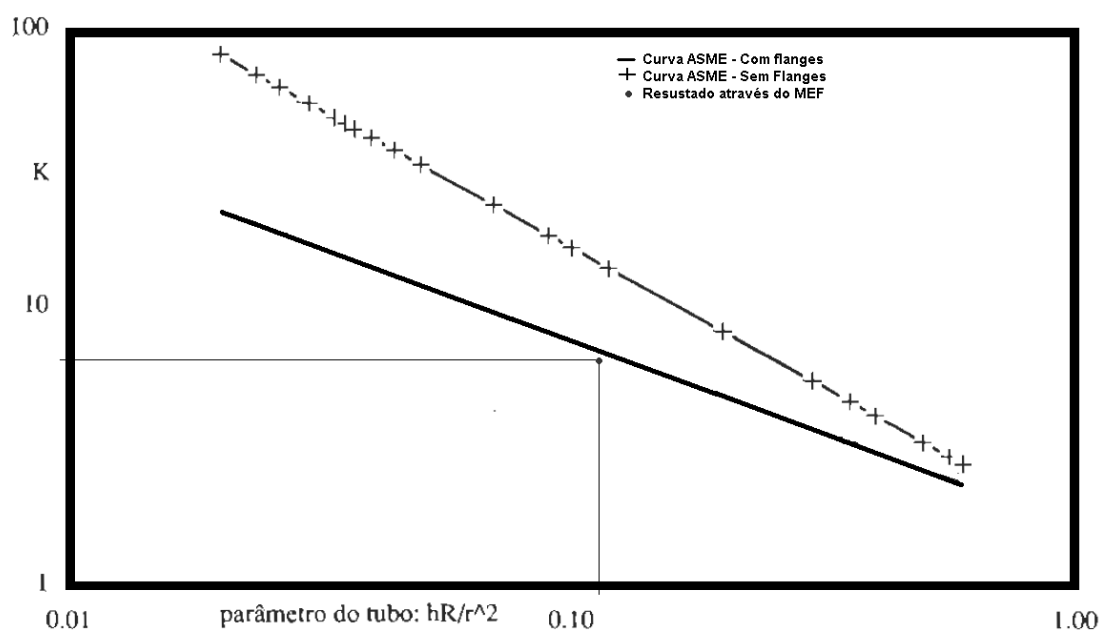


Gráfico 3 – Factor de flexibilidade para tubos curvos com flanges rígidas.

Deste modo conclui-se que este tubo curvo flexiona cerca de três vezes mais que um tubo recto de propriedades e dimensões iguais.

Anexo B

Retirado de “*Stress Indices And Flexibility Factors For Moment Loadings On Elbows And Curved Pipe*”, um trabalho elaborado por W. G. Dodge e S. E. Moore em 1972.

THE ANALYSIS OF RODABAUGH AND GEORGE

In 1956, Rodabaugh and George⁶ published an analysis of the stresses and deformations for pipe elbows subjected to external bending loads including the effect of internal pressure on the bending stresses. A brief summary of that analysis and a restatement of the pertinent equations are given below.

Following the analyses of von Karman² and Vigness,⁷ the strains were assumed to be due to two distinct forms of deformation – the warping of the tube cross section, and the beam-type bending of the tube centerline. The warping of the cross section was assumed to be independent of position along the tube centerline, the ratio r/R of the tube radius to bend radius was neglected in comparison to unity, and the circumferential membrane strain was assumed to be zero. The strain-displacement equations of thin-shell theory, incorporating the above assumptions, were used to obtain the strain due to warping of the cross section. A strength-of-materials analysis was then used to determine the strain due to beam-type bending of the tube centerline. The resulting longitudinal strains, given by the following equations, are constant across the tube wall.

In-Plane Bending:

$$\epsilon_L = \frac{1}{R} \left(\frac{\Delta\alpha}{\alpha} r \sin \phi + w_t \cos \phi - \frac{dw_t}{d\phi} \sin \phi \right); \quad (A-1)$$

Out-of-Plane Bending:

$$\epsilon_L = \frac{1}{R} \left(\frac{R}{\rho} r \cos \phi + w_t \cos \phi - \frac{dw_t}{d\phi} \sin \phi \right); \quad (A-2)$$

where $\Delta\alpha/\alpha$ is the change in curvature of the tube centerline due to in-plane bending, ρ is the radius of curvature of the deformed tube centerline in the plane perpendicular to the plane containing the pipe bend, and w_t is the circumferential displacement of the tube wall relative to the centerline. From the assumption that the circumferential membrane

strain is zero it follows that the radial displacement (positive outward) of the tube wall relative to the centerline is

$$w_r = - \frac{dw_t}{d\phi} . \quad (A-3)$$

The warping of the cross section was assumed, for out-of-plane bending, to be given by

$$w_t = \sum_{n=1}^{\infty} C_n \cos 2n\phi \quad (A-4)$$

and, for in-plane bending, by

$$w_t = \sum_{n=1}^{\infty} C_n \sin 2n\phi , \quad (A-5)$$

where the coefficients C_n are to be determined.

Using these expressions for the deformation, the total strain energy due to deformation is given by:

$$\begin{aligned} U = \frac{\pi r t E}{2R^2} & \left\{ r^2 \xi^2 + 3r\xi C_1 + \frac{9}{4} C_1^2 \right. \\ & + \frac{1}{4} \sum \left[C_n^2 (1 - 2n)^2 - 2C_n C_{n+1} (2n - 1)(2n + 3) \right. \\ & \left. \left. + C_{n+1}^2 (2n + 3)^2 \right] + \frac{\lambda^2}{12} \sum C_n^2 (8n^3 - 2n)^2 \right\} , \quad (A-6) \end{aligned}$$

where $\xi = \Delta\alpha/\alpha$ for in-plane bending and $\xi = R/r$ for out-of-plane bending. The change in potential energy of the internal pressure per unit length of the pipe, due to the warping of the tube wall, is given by

$$V_p = 2\pi P \sum n^2 (4n^2 - 1) C_n^2 . \quad (A-7)$$

The principle of least work requires that the coefficients, C_n , satisfy the set of linear equations:

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial}{\partial C_1} (U + V_p) &= 0 = 3 + (5 + 6\lambda^2 + 24\psi) d_1 - \frac{5}{2} d_2 , \\
 \frac{\partial}{\partial C_2} (U + V_p) &= 0 = -\frac{5}{2} d_1 + (17 + 60\lambda^2 + 480\psi) d_2 - \frac{21}{2} d_3 , \\
 &\vdots \\
 \frac{\partial}{\partial C_n} (U + V_p) &= 0 = -\frac{1}{2} (2n - 3)(2n + 1) d_{n-1} \\
 &\quad + \left[(4n^2 + 1) + (8n^3 - 2n)^2 \frac{\lambda^2}{6} + 8n^2 (4n^2 - 1)\psi \right] d_n \\
 &\quad - \frac{1}{2} (2n - 1)(2n + 3) d_{n+1} ,
 \end{aligned} \tag{A-8}$$

where

$$d_n = \frac{C_n}{r \xi} . \tag{A-9}$$

Truncating the series after N terms, a set of N linear equations for $N+1$ unknown values of d_n is obtained. With $d_{N+1} = 0$, the values of d_1, d_2, \dots, d_N are the solution to this set of equations.

These values of d_1, d_2, \dots, d_N yield a minimum for the energy $U + V_p$. The value of ξ is determined by equating this minimum energy to the work done by the bending moment, that is,

$$(U + V_p)_{\min} = \frac{1}{2} \frac{M}{R} \xi . \tag{A-10}$$

The values of C_1, C_2, \dots, C_N are obtained from Eq. (A-9).

The flexibility factor, k_p , is given by

$$k_p = \frac{EI}{RM} \xi . \tag{A-11}$$

After simplification, k_p may be expressed as

$$k_P = \frac{1}{1 + \frac{3}{2} d_1} . \quad (A-12)$$

Utilizing the strain-displacement relations (A-1) and (A-2) and the appropriate stress-strain relations, the nondimensional stresses, obtained by dividing the calculated stresses by M/Z are, for in-plane bending:

$$\sigma_L^i = F \left[D \sin \phi + \frac{1}{2} \sum_{n=1}^N A_n \sin (2n+1)\phi \pm \frac{\nu\lambda}{2} \sum_{n=1}^N B_n \cos 2n\phi \right] , \quad (A-13)$$

$$\sigma_c^i = F \left[\nu D \sin \phi + \frac{\nu}{2} \sum_{n=1}^N A_n \sin (2n+1)\phi \pm \frac{\lambda}{2} \sum_{n=1}^N B_n \cos 2n\phi \right] , \quad (A-14)$$

and for out-of-plane bending:

$$\sigma_L^o = F \left[D \cos \phi + \frac{1}{2} \sum_{n=1}^N A_n \cos (2n+1)\phi \pm \frac{\nu\lambda}{2} \sum_{n=1}^N -B_n \sin 2n\phi \right] , \quad (A-15)$$

$$\sigma_c^o = F \left[\nu D \cos \phi + \frac{\nu}{2} \sum_{n=1}^N A_n \cos (2n+1)\phi \pm \frac{\lambda}{2} \sum_{n=1}^N -B_n \sin 2n\phi \right] , \quad (A-16)$$

where the terms with positive and negative signs correspond to the outside and inside surface bending stresses respectively, and

$$F = \frac{k_P}{1 - \nu^2} ,$$

$$D = 1 + \frac{3}{2} d_1 , \quad (A-17)$$

$$A_n = (1 - 2n)d_n + (2n + 3)d_{n+1} ,$$

$$B_n = (2n - 8n^3)d_n .$$

Anexo C



E-mail enviado por Leonardo Naschpitz:

Como qualquer processo de fabricação de curvas a partir de tubos, duas consequências dimensionais são ocasionadas após o curvamento; a ovalização e a redução de espessura do lado traccionado da curva (extradorso). A ovalização é o resultado do estado de distribuição de forças ao redor da circunferência que se compõe durante o processo de curvamento, e é inversamente proporcional a relação Raio/Diâmetro e directamente proporcional a relação Diâmetro/Espessura de Parede. A redução de espessura é um facto geométrico baseado em conceito de área e volume simples, ou seja, temos duas geometrias diferentes para o mesmo volume (o tubo antes e depois de curvado), portanto a mesma é inversamente proporcional a relação Raio/Diâmetro. Ambos os efeitos são inerentes ao processo de curvamento, independente do tipo de material, e tolerâncias, e podem ser previamente determinadas pelo fabricante e asseguradas por normas de fabricação.

A ovalização apresentada no tubo após curvado é calculada pela seguinte fórmula:

$$\% \text{Ovalização} = \frac{\theta_{\text{externo máximo}} - \theta_{\text{externo mínimo}}}{\theta_{\text{externo nominal}}} \times 100$$

O Ø Externo Máximo e o Ø Externo Mínimo são obtidos através da medição com o paquímetro (ver fotos abaixo):



1 – Medição do Ø Externo Mínimo.



2 – Medição do Ø Externo Máximo.

Obs.: O diâmetro maior ocorre sempre na vertical em relação ao plano em que o tubo foi curvado, ou seja, há uma tendência do tubo ficar “achatado” na vertical, grosseiramente dizendo.

Os valores obtidos nestas medições são substituídos na fórmula acima, já sabendo qual é o diâmetro externo nominal do tubo, e então obtemos o percentual de ovalização.

Algumas Normas, como por exemplo a NBR 15273, já estabelecem uma tabela com a ovalização prevista pelo processo, considerando as relações Diâmetro Nominal/ Espessura de Parede (DN/t) e Raio de curvamento / Diâmetro Nominal (R/DN):

B.1 Ovalização prevista pelo processo (OV)

Tabela B.1 – Ovalização máxima (%)

DN/t	R/DN						
	2	3	4	5	6	7	≥ 8
10	1,5	1,5	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
20	2,5	2,5	2,0	2,0	1,5	1,5	1,5
30	3,5	3,5	3,0	2,5	2,5	2,0	2,0
40	5,0	4,5	4,0	3,5	3,0	3,0	2,5
50	6,0	5,5	5	4,0	4	4	3
60	--	6	5	5	4,5	4,5	3,5
70	--	6	6	5	5	4,5	4

Medida pela equação:

$$OV = \frac{A - B}{D} \times 100\%$$

Onde:

A é o diâmetro externo maior;

B é o diâmetro externo menor;

DN é o diâmetro externo nominal.

As DN/t e R/DN obtidas são “cruzadas” e então obtemos o percentual máximo de ovalização que podemos alcançar durante o curvamento.

Supomos um tubo de 10” (DN = 273,1mm) com espessura de parede t = 9,27mm, e um raio de curvamento R = 1366mm.

Então $DN/t = 273,1/9,27 = 29,5 \Rightarrow$ aproximamos para 30

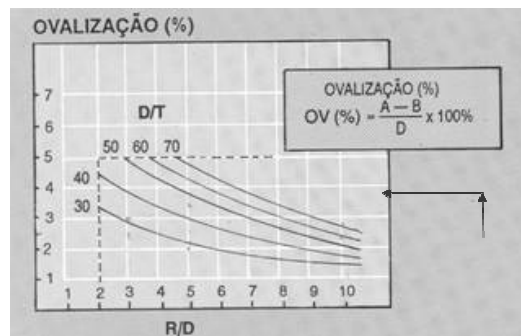
$R/DN = 1366/273,1 = 5$

Com estas duas relações obtemos um percentual de ovalização máxima de 2,5%.

Geralmente estes percentuais obtidos por tabela são mencionados nas nossas Especificações de Fabricação enviadas aos nossos clientes, como tolerância de fabricação.

Na prática, geralmente obtemos na peça fabricada, valores um pouco abaixo do valor especificado. Sabemos que as tabelas possuem um certo Coeficiente de Segurança, para que possamos garantir a qualidade do produto.

Existem outras formas de calcular o percentual, como por exemplo através de gráfico, porém esta é mais restritiva, e aproxima-se um pouco mais em relação ao que obtemos na prática:



A relação R/D calculada é elevada verticalmente com uma linha até encontrar a curva que melhor representa a relação D/T. Do ponto de intersecção encontrado, é traçado uma linha horizontal (para a esquerda) onde encontramos o valor de ovalização (%).

Existem maneiras de se tentar minimizar a ovalização, caso esta tenha que ser muito pequena. Podem ser utilizados grampos, que são fixados no tubo durante o curvamento para tentar restringir a tendência do mesmo em ovalizar (veja foto abaixo), porém o sucesso do uso do grampo só pode ser garantido se realizarmos um curvamento de teste primeiro, antes de executar a produção.



Anexo D

Retirado de “*Stress Indices And Flexibility Factors For Moment Loadings On Elbows And Curved Pipe*”, um trabalho elaborado por W. G. Dodge e S. E. Moore em 1972.

Determining maximum values for S_2 and S_3 is somewhat more complicated. After substituting Eqs. (14) and (15) into both the second and third of Eqs. (17):

$$S_2 = \frac{1}{2} |(C \cos \beta + D \sin \beta) \cos \eta + S_1| \quad (23)$$

and

$$S_3 = \frac{1}{2} |(C \cos \beta + D \sin \beta) \cos \eta - S_1|, \quad (24)$$

where

$$\begin{aligned} C &= \sigma_L^1 + \sigma_c^1, \\ D &= \sigma_L^0 + \sigma_c^0, \end{aligned} \quad (25)$$

and as before, Eq. (18),

$$S_1 = \sqrt{(A \cos \beta + B \sin \beta)^2 \cos^2 \eta + \sin^2 \eta}.$$

For stationary values of S_2 , the following two equations obtained from Eq. (23) must be solved:

$$\begin{aligned} \frac{\partial S_2}{\partial \beta} = 0 = & (-C \sin \beta + D \cos \beta) \cos \eta \\ & + [(A \cos \beta + B \sin \beta)^2 \cos^2 \eta + \sin^2 \eta]^{-1/2} \\ & \times [(-A \sin \beta + B \cos \beta)(A \cos \beta + B \sin \beta) \cos^2 \eta], \quad (26) \end{aligned}$$

and

$$\begin{aligned} \frac{\partial S_2}{\partial \eta} = 0 = & -(C \cos \beta + D \sin \beta) \sin \eta \\ & + [(A \cos \beta + B \sin \beta)^2 \cos^2 \eta + \sin^2 \eta]^{-1/2} \\ & \times [1 - (A \cos \beta + B \sin \beta)^2] \sin \eta \cos \eta. \quad (27) \end{aligned}$$

A similar set of equations is also obtained for S_3 , differing only in the sign (\pm) of the second terms. Because of the complexity of these equations, explicit solutions for β and η were not determined. However, the angle η can be expressed as a function of the angle β from Eq. (27). Rearranging this equation gives the three-term product:

$$\begin{aligned} 0 = & \{\sin \eta\} \{[(A \cos \beta + B \sin \beta)^2 \cos^2 \eta + \sin^2 \eta]^{-1/2}\} \\ & \{(C \cos \beta + D \sin \beta)[(A \cos \beta + B \sin \beta)^2 \cos^2 \eta + \sin^2 \eta]^{1/2} \\ & - [1 - (A \cos \beta + B \sin \beta)^2 \cos \eta]\}. \quad (28) \end{aligned}$$

Since the second term in braces [...] cannot vanish for any value of η or β , it may be discarded immediately leaving the first and third terms, which may be set equal to zero independently. If we consider the first term, that is, $\sin \eta = 0$, then a maximum stress intensity occurs at $\eta = 0$. Then using Eqs. (18) and (23),

$$S_2 = \frac{1}{2} |(C + A) \cos \beta + (D + B) \sin \beta| \quad (29)$$

or, in terms of stress components from Eqs. (19) and (25),

$$S_2 = |\sigma_L^1 \cos \beta + \sigma_L^0 \sin \beta| . \quad (30)$$

Thus by setting $\partial S_2 / \partial \beta = 0$ from Eq. (30),

$$\beta = \arctan (\sigma_L^0 / \sigma_L^1) , \quad (31)$$

and a maximum value for S_2 is given by

$$S_2 = \sqrt{(\sigma_L^1)^2 + (\sigma_L^0)^2} . \quad (32)$$

A similar result is obtained for S_3 . At $\eta = 0$,

$$S_3 = |\sigma_C^1 \cos \beta + \sigma_C^0 \sin \beta| , \quad (33)$$

and from setting $\partial S_3 / \partial \beta = 0$,

$$\beta = \arctan (\sigma_C^0 / \sigma_C^1) , \quad (34)$$

giving a maximum value at $\eta = 0$ of

$$S_3 = \sqrt{(\sigma_C^1)^2 + (\sigma_C^0)^2} . \quad (35)$$

When the third term in Eq. (28) is set equal to zero, we obtain the following:

$$\begin{aligned} (C \cos \beta + D \sin \beta) \sqrt{(A \cos \beta + B \sin \beta)^2 \cos^2 \eta + \sin^2 \eta} \\ = [1 - (A \cos \beta + B \sin \beta)^2] \cos \eta . \end{aligned} \quad (36)$$

Squaring both sides and collecting terms gives

$$\begin{aligned} \tan \eta = \frac{+1}{C \cos \beta + D \sin \beta} [1 + (A \cos \beta + B \sin \beta)^2 [(A \cos \beta \\ + B \sin \beta)^2 - (C \cos \beta + D \sin \beta)^2 - 2]]^{1/2} . \end{aligned} \quad (37)$$

The same result is obtained when the corresponding equations for S_3 , Eqs. (24), etc., are used. Hence, Eq. (37) gives the value for η which makes both S_2 and S_3 stationary for each value of β .

Anexo E**Stress analysis of tubo Curvo****Description**

Summarize the FEM analysis on tubo curvo

Study Properties

Study name	Study 1
Analysis type	Static
Mesh Type:	Solid Mesh
Solver type	FFEPlus
Inplane Effect:	Off
Soft Spring:	Off
Inertial Relief:	Off
Thermal Effect:	Input Temperature
Zero strain temperature	298.000000
Units	Kelvin
Include fluid pressure effects from SolidWorks Flow Simulation	Off
Friction:	Off
Ignore clearance for surface contact	Off
Use Adaptive Method:	Off

Units

Unit system:	SI
Length/Displacement	mm
Temperature	Kelvin
Angular velocity	rad/s
Stress/Pressure	N/m ²

Material Properties

No.	Body Name	Material	Mass	Volume
1	tubo original	AISI 304	11.1842 kg	0.00139803 m ³

Material name:	AISI 304
Description:	
Material Source:	
Material Model Type:	Linear Elastic Isotropic
Default Failure Criterion:	Max von Mises Stress
Application Data:	

Property Name	Value	Units	Value Type
Elastic modulus	1.9e+011	N/m ²	Constant
Poisson's ratio	0.29	NA	Constant
Shear modulus	7.5e+010	N/m ²	Constant
Mass density	8000	kg/m ³	Constant
Tensile strength	5.1702e+008	N/m ²	Constant
Yield strength	2.0681e+008	N/m ²	Constant
Thermal expansion coefficient	1.8e-005	/Kelvin	Constant
Thermal conductivity	16	W/(m.K)	Constant
Specific heat	500	J/(kg.K)	Constant

Fixture

Restraint name	Selection set	Description
Fixture-3 <tubo original>	on 5 Face(s) fixed.	

Load

Load name	Selection set	Loading type	Description
Force/Torque-1 <tubo original>	on 1 Face(s) apply normal force 5000 N using uniform distribution	Sequential Loading	

Mesh Information

Mesh Type:	Solid Mesh
Mesher Used:	Standard mesh
Automatic Transition:	Off
Smooth Surface:	On
Jacobian Check:	4 Points
Element Size:	10.254 mm
Tolerance:	0.51271 mm
Quality:	High
Number of elements:	24075
Number of nodes:	41171

Reaction Forces

Selection set	Units	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultant
Entire Body	N	-0.403924	5000.06	0.591747	5000.06

Free-Body Forces

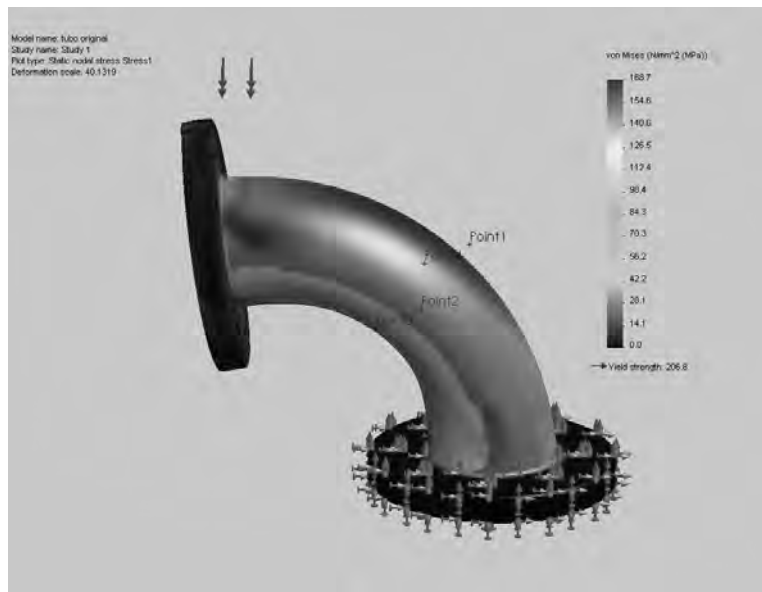
Selection set	Units	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultant
Entire Body	N	0	0	0	1e-033

Free-body Moments

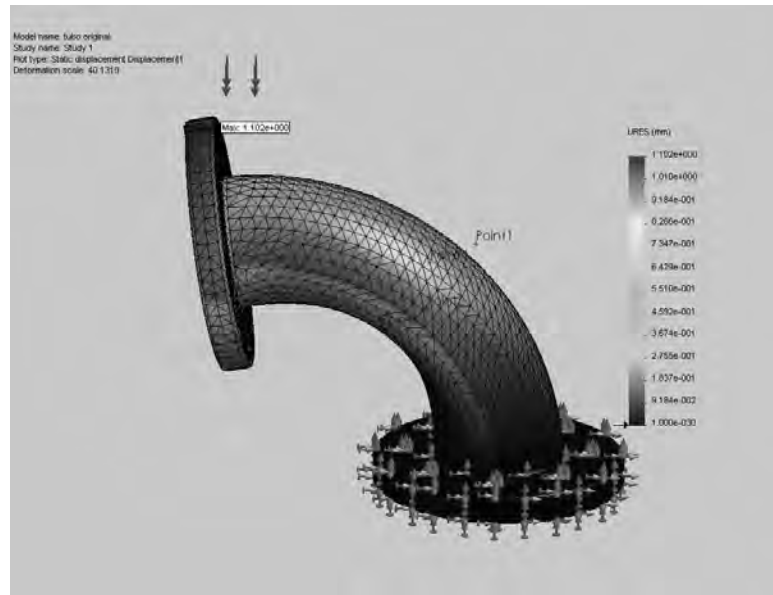
Selection set	Units	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultant
Entire Body	N-m	0	0	0	1e-033

Default Results

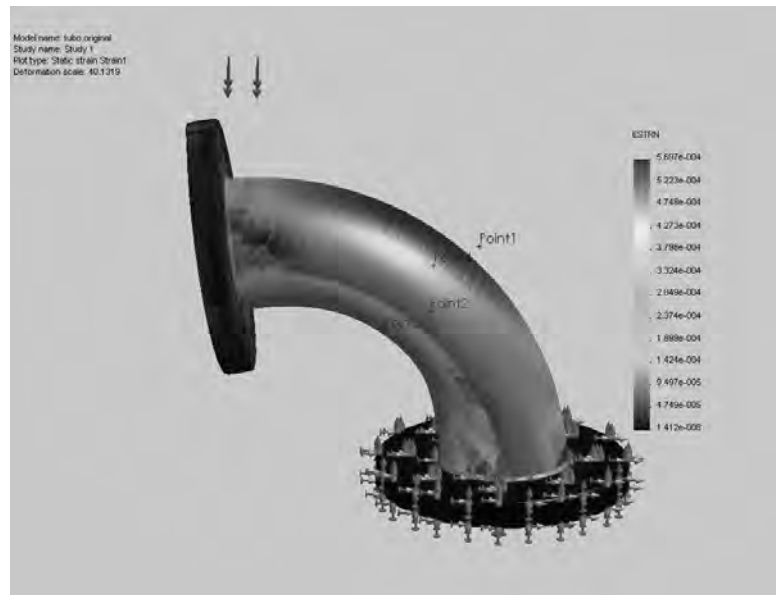
Name	Type	Min	Location	Max	Location
Stress1	VON: von Mises Stress	0.000113565 N/mm ² (MPa) Node: 14989	(118.806 mm, -21 mm, 58.3744 mm)	168.666 N/mm ² (MPa) Node: 33284	(250.77 mm, 3.099 mm, -10.8506 mm)
Displacement1	URES: Resultant Displacement	0 mm Node: 1633	(284.87 mm, 0 mm, 49 mm)	1.10208 mm Node: 3364	(-55.4427 mm, 271.438 mm, 0.0362301 mm)
Strain1	ESTRN: Equivalent Strain	1.41242e-008 Element: 10407	(103.832 mm, -2.27565 mm, -18.9672 mm)	0.000569742 Element: 17562	(250.62 mm, 9.41092 mm, -1.8512 mm)
Displacement2	UX: X Displacement	-0.808581 mm Node: 3365	(-23 mm, 301.499 mm, -9.99921 mm)	0.128407 mm Node: 37553	(121.536 mm, 86.1969 mm, 6.24549e-015 mm)
Displacement3	UZ: Z Displacement	-0.252207 mm Node: 35218	(136.189 mm, 136.188 mm, -51.4707 mm)	0.252284 mm Node: 25152	(136.189 mm, 136.189 mm, 51.4707 mm)
Displacement4	UY: Y Displacement	-0.750361 mm Node: 1465	(-23 mm, 141.496 mm, 77.3709 mm)	0.0300726 mm Node: 769	(125.967 mm, 77.6932 mm, 6.36795e-015 mm)



1-Stress-Stress



Displacement-Displacement



1-Strain-Strain1

Anexo F

		Valores em (N/mm ² (MPa))											
	Node	4KN	5KN	6KN	7KN	8KN	9KN	10KN	11KN	12KN	13KN	14KN	15KN
Ponto 1	1105	9.2	11.5	13.8	16.2	18.5	20.9	23.3	25.7	28.1	30.5	33	35.4
.	33246	11.6	14.5	17.5	20.4	23.4	26.4	29.4	32.4	35.4	38.4	41.5	44.6
.	1104	12.7	15.9	19.1	22.3	25.6	28.8	32.1	35.4	38.7	42	45.3	48.6
.	33251	17	21.3	25.6	29.9	34.2	38.5	42.9	47.3	51.7	56	60.5	64.9
.	1103	20.3	25.4	30.6	35.7	40.9	46	51.2	56.5	61.7	67	72.2	77.5
.	33256	26.2	32.9	39.5	46.2	52.9	59.6	66.3	73.1	79.9	86.7	93.5	100.4
.	1102	31.2	39	46.8	54.8	62.7	70.7	78.6	86.7	94.7	102.8	110.8	119.1
.	33260	38.4	47.9	57.4	67.1	76.8	86.6	96.3	106.2	116	126	135.9	146
.	1101	44.7	55.9	67.1	78.4	89.8	101.2	112.7	124.2	135.7	147.3	159.1	170.9
.	33403	48.6	60.8	73.1	85.4	97.9	110.4	122.9	135.5	148.2	160.9	173.7	186.6
.	1072	53.7	67.3	81	94.7	108.6	122.4	136.4	150.4	164.5	178.7	193	207.3
.	33400	52.2	65.4	78.7	92	105.5	119	132.5	146.2	159.9	173.8	187.6	201.6
.	2558	54.3	68.1	82	95.8	109.8	123.8	137.9	152.1	166.3	180.6	195.1	209.5
.	25142	55.5	69.5	83.8	97.9	112.2	126.5	141	155.5	170.2	184.9	199.7	214.6
.	2557	59.1	74.2	89.3	104.5	119.8	135.2	150.7	166.3	182	197.8	213.7	229.8
.	25147	58	72.8	87.6	102.6	117.6	132.8	148	163.4	178.9	194.5	210.2	226
Ponto 2	2556	61.5	77.2	92.9	109	124.7	141.4	158.9	174	190.9	207.4	224.2	241.3
.	25152	55.4	69.6	83.3	98.2	112.6	127.3	141.9	156.8	171.8	187	202.1	217.5
.	2555	55.8	70.1	84.5	99	113.6	128.4	143.3	158.4	173.6	189	204.6	220.2
.	25158	48.2	60.5	72.9	85.4	98.1	110.8	123.7	136.7	149.8	163	176.5	189.9
.	2554	52.3	65.5	79.2	92.6	106.3	120.2	134.2	148.4	162.6	177.1	191.7	206.4
.	25164	51.4	64.5	77.7	91	104.5	118	131.7	145.5	159.5	173.6	187.7	202.1
.	2553	54.8	68.8	82.9	97.1	111.5	125.9	140.5	155.2	170	185	200.1	215.4
.	25169	55.9	70.2	84.5	98.9	113.5	128.2	143	157.9	172.9	188.1	203.4	218.8
.	2552	58.8	73.8	88.9	104.1	119.4	134.8	150.3	166	181.7	197.6	213.6	229.8
.	25174	61.6	77.3	93.1	108.9	124.9	141	157.3	173.5	190	206.6	223.2	240.2
.	2551	64.5	80.8	97.3	113.9	130.6	147.5	164.4	181.5	198.7	216	233.5	251.1
.	25179	66.6	83.4	100.4	117.6	134.8	152.1	169.6	187.2	204.9	222.8	240.8	258.9
.	2550	68.9	86.4	104.1	121.8	139.7	157.7	175.7	194	212.3	230.8	249.4	268.1
.	25183	69.9	87.6	105.5	123.5	141.5	159.7	178.1	196.5	215.1	233.8	252.7	271.7
.	2549	69.9	87.6	105.5	123.4	141.4	159.6	177.9	196.2	214.8	233.4	252.1	271
Ponto 3	798	70.9	88.9	107	125.2	143.5	162	180.5	199.2	218	236.9	255.9	275.1
.	35163	69.9	87.6	105.5	123.4	141.5	159.6	177.9	196.3	214.9	233.5	252.3	271.2
.	797	67.6	84.8	102.1	119.5	136.9	154.5	172.2	190.1	208	226.1	244.3	262.6
.	35171	66	82.7	99.6	116.5	133.6	150.8	168.1	185.6	203.1	220.9	238.6	256.6
.	796	63	79	95.1	111.3	127.7	144.1	160.6	177.3	194.1	211	228	245.2
.	35182	59.6	74.7	89.9	105.2	120.7	136.2	151.8	167.6	183.4	199.4	215.4	231.6
.	795	61.6	77.3	93.1	109.1	125.1	141.2	157.5	173.9	190.4	207.1	223.8	240.8
.	35191	55.2	69.3	83.4	97.7	112	126.5	141.1	155.8	170.6	185.5	200.6	215.7
.	794	53.4	67	80.7	94.5	108.5	122.6	136.8	151.1	165.5	180.1	194.8	209.7
.	35200	49.4	62.1	74.7	87.6	100.5	113.6	126.7	140	153.4	166.9	180.6	194.4
.	793	52.2	65.6	79	92.6	106.4	120.3	134.3	148.4	162.7	177.2	191.8	206.5
.	35209	48.9	61.4	74	86.8	99.6	112.6	125.7	138.9	152.2	165.6	179.2	193
.	792	57.1	71.7	86.4	101.3	116.3	131.5	146.8	162.2	177.8	193.5	209.4	225.5
.	35218	55.5	69.6	83.9	98.3	112.8	127.4	142.2	157.1	172.1	187.2	202.5	218
Ponto 4	791	60.4	75.7	91.3	106.9	122.7	138.6	154.6	170.8	187.1	203.6	220.2	236.9
.	35227	56.5	70.8	85.2	99.8	114.3	129.1	143.9	158.7	173.7	188.8	204	219.3
.	790	59.2	74.2	89.3	104.5	119.8	135.2	150.7	166.3	182	197.7	213.7	229.7
.	35233	55.6	69.7	83.9	98.1	112.4	126.8	141.3	155.9	170.5	185.2	200.1	215
.	789	54.9	68.7	82.7	96.7	110.8	124.9	139.2	153.5	167.8	182.3	196.8	211.4
.	35600	53.3	66.8	80.4	94	107.7	121.5	135.3	149.2	163.2	177.3	191.4	205.6

.	732	51.3	64.3	77.3	90.4	103.6	116.8	130.1	143.5	156.9	170.4	184	197.6
.	35598	48.5	60.7	73	85.4	97.8	110.3	122.8	135.5	148.1	160.9	173.6	186.5
.	1110	41.7	52.2	62.7	73.3	83.9	94.7	105.4	116.1	127	137.8	148.8	159.7
.	33221	38.4	48	57.8	67.5	77.3	87.2	97	106.9	116.9	126.9	137	147
.	1109	31.4	39.3	47.3	55.2	63.2	71.3	79.3	87.4	95.5	103.6	111.9	120
.	33226	26.4	33.1	39.8	46.5	53.2	60	66.8	73.6	80.4	87.2	94.2	101
.	1108	20.4	25.6	30.7	35.9	41.1	46.3	51.5	56.8	62	67.3	72.6	77.9
.	33231	17.1	21.4	25.7	30	34.4	38.8	43.1	47.5	52	56.4	60.7	65.3
.	1107	12.7	15.9	19.2	22.4	25.7	28.9	32.2	35.5	38.8	42.1	45.3	48.8
.	33236	11.6	14.6	17.5	20.5	23.5	26.5	29.5	32.5	35.5	38.6	41.6	44.7
Ponto 1	1106	9.2	11.5	13.8	16.2	18.5	20.9	23.3	25.7	28.1	30.6	33	35.5

Para a tabela seguinte, determinou-se a diferença de tensão, no mesmo ponto, ao longo do carregamento, ou seja:

$$T_{\text{Von Mises } i} = T_{\text{Von Mises } i+4\text{KN}} - T_{\text{Von Mises } i+3\text{KN}}$$

Propagação da tensão de Von Mises ao longo do aumento de tensão												
1	2.3	2.3	2.4	2.3	2.4	2.4	2.4	2.4	2.4	2.5	2.4	
2	2.9	3	2.9	3	3	3	3	3	3	3.1	3.1	
3	3.2	3.2	3.2	3.3	3.2	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	
4	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.4	4.4	4.4	4.3	4.5	4.4	
5	5.1	5.2	5.1	5.2	5.1	5.2	5.3	5.2	5.3	5.2	5.3	
6	6.7	6.6	6.7	6.7	6.7	6.7	6.8	6.8	6.8	6.8	6.9	
7	7.8	7.8	8	7.9	8	7.9	8.1	8	8.1	8	8.3	
8	9.5	9.5	9.7	9.7	9.8	9.7	9.9	9.8	10	9.9	10.1	
9	11.2	11.2	11.3	11.4	11.4	11.5	11.5	11.5	11.6	11.8	11.8	
10	12.2	12.3	12.3	12.5	12.5	12.5	12.6	12.7	12.7	12.8	12.9	
11	13.6	13.7	13.7	13.9	13.8	14	14	14.1	14.2	14.3	14.3	
12	13.2	13.3	13.3	13.5	13.5	13.5	13.7	13.7	13.9	13.8	14	
13	13.8	13.9	13.8	14	14	14.1	14.2	14.2	14.3	14.5	14.4	
14	14	14.3	14.1	14.3	14.3	14.5	14.5	14.7	14.7	14.8	14.9	
15	15.1	15.1	15.2	15.3	15.4	15.5	15.6	15.7	15.8	15.9	16.1	
16	14.8	14.8	15	15	15.2	15.2	15.4	15.5	15.6	15.7	15.8	
17	15.7	15.7	16.1	15.7	16.7	17.5	15.1	16.9	16.5	16.8	17.1	
18	14.2	13.7	14.9	14.4	14.7	14.6	14.9	15	15.2	15.1	15.4	
19	14.3	14.4	14.5	14.6	14.8	14.9	15.1	15.2	15.4	15.6	15.6	
20	12.3	12.4	12.5	12.7	12.7	12.9	13	13.1	13.2	13.5	13.4	
21	13.2	13.7	13.4	13.7	13.9	14	14.2	14.2	14.5	14.6	14.7	
22	13.1	13.2	13.3	13.5	13.5	13.7	13.8	14	14.1	14.1	14.4	
23	14	14.1	14.2	14.4	14.4	14.6	14.7	14.8	15	15.1	15.3	
24	14.3	14.3	14.4	14.6	14.7	14.8	14.9	15	15.2	15.3	15.4	
25	15	15.1	15.2	15.3	15.4	15.5	15.7	15.7	15.9	16	16.2	
26	15.7	15.8	15.8	16	16.1	16.3	16.2	16.5	16.6	16.6	17	
27	16.3	16.5	16.6	16.7	16.9	16.9	17.1	17.2	17.3	17.5	17.6	
28	16.8	17	17.2	17.2	17.3	17.5	17.6	17.7	17.9	18	18.1	
29	17.5	17.7	17.7	17.9	18	18	18.3	18.3	18.5	18.6	18.7	
30	17.7	17.9	18	18	18.2	18.4	18.4	18.6	18.7	18.9	19	
31	17.7	17.9	17.9	18	18.2	18.3	18.3	18.6	18.6	18.7	18.9	

32	18	18.1	18.2	18.3	18.5	18.5	18.7	18.8	18.9	19	19.2
33	17.7	17.9	17.9	18.1	18.1	18.3	18.4	18.6	18.6	18.8	18.9
34	17.2	17.3	17.4	17.4	17.6	17.7	17.9	17.9	18.1	18.2	18.3
35	16.7	16.9	16.9	17.1	17.2	17.3	17.5	17.5	17.8	17.7	18
36	16	16.1	16.2	16.4	16.4	16.5	16.7	16.8	16.9	17	17.2
37	15.1	15.2	15.3	15.5	15.5	15.6	15.8	15.8	16	16	16.2
38	15.7	15.8	16	16	16.1	16.3	16.4	16.5	16.7	16.7	17
39	14.1	14.1	14.3	14.3	14.5	14.6	14.7	14.8	14.9	15.1	15.1
40	13.6	13.7	13.8	14	14.1	14.2	14.3	14.4	14.6	14.7	14.9
41	12.7	12.6	12.9	12.9	13.1	13.1	13.3	13.4	13.5	13.7	13.8
42	13.4	13.4	13.6	13.8	13.9	14	14.1	14.3	14.5	14.6	14.7
43	12.5	12.6	12.8	12.8	13	13.1	13.2	13.3	13.4	13.6	13.8
44	14.6	14.7	14.9	15	15.2	15.3	15.4	15.6	15.7	15.9	16.1
45	14.1	14.3	14.4	14.5	14.6	14.8	14.9	15	15.1	15.3	15.5
46	15.3	15.6	15.6	15.8	15.9	16	16.2	16.3	16.5	16.6	16.7
47	14.3	14.4	14.6	14.5	14.8	14.8	14.8	15	15.1	15.2	15.3
48	15	15.1	15.2	15.3	15.4	15.5	15.6	15.7	15.7	16	16
49	14.1	14.2	14.2	14.3	14.4	14.5	14.6	14.6	14.7	14.9	14.9
50	13.8	14	14	14.1	14.1	14.3	14.3	14.3	14.5	14.5	14.6
51	13.5	13.6	13.6	13.7	13.8	13.8	13.9	14	14.1	14.1	14.2
52	13	13	13.1	13.2	13.2	13.3	13.4	13.4	13.5	13.6	13.6
53	12.2	12.3	12.4	12.4	12.5	12.5	12.7	12.6	12.8	12.7	12.9
54	10.5	10.5	10.6	10.6	10.8	10.7	10.7	10.9	10.8	11	10.9
55	9.6	9.8	9.7	9.8	9.9	9.8	9.9	10	10	10.1	10
56	7.9	8	7.9	8	8.1	8	8.1	8.1	8.1	8.3	8.1
57	6.7	6.7	6.7	6.7	6.8	6.8	6.8	6.8	6.8	7	6.8
58	5.2	5.1	5.2	5.2	5.2	5.2	5.3	5.2	5.3	5.3	5.3
59	4.3	4.3	4.3	4.4	4.4	4.3	4.4	4.5	4.4	4.3	4.6
60	3.2	3.3	3.2	3.3	3.2	3.3	3.3	3.3	3.3	3.2	3.5
61	3	2.9	3	3	3	3	3	3	3.1	3	3.1
62	2.3	2.3	2.4	2.3	2.4	2.4	2.4	2.4	2.5	2.4	2.5